

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Návrh jednovalcového piestového spaľovacieho motora

**Design of Single-Cylinder Internal Combustion
Engine**

Študent:

Bc. Vladimír Ferianc

Vedúci práce:

Ing. Pavel Dresler

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Vladimír Ferianc

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace:

20 Silniční doprava

Téma:

Návrh jednoválcového pístového spalovacího motoru
Design of Single-Cylinder Internal Combustion Engine

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Rozbor současného stavu řešené problematiky
3. Volba základních parametrů motoru
4. Návrh konstrukčních celků motoru
5. Kinematika a dynamika klikového mechanismu
6. Pevnostní kontrola vybraných částí motoru
7. Zhodnocení a doporučení
8. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

1. HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, 1988. xxix, 930 p. [2] p. of plates. ISBN 00-702-8637-X.
2. MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2012. 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.
3. PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní. Vyd. 1. Brno: VUT, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.
4. VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2003, 578 s. ISBN 80-238-8756-4.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Dresler**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Miestoprísasžné prehlásenie študenta

Prehlasujem, že som celú diplomovú prácu vrátane príloh vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho diplomovej práce a uviedol som všetky použité podklady a literatúru.

V Ostrave18.5. 2015....

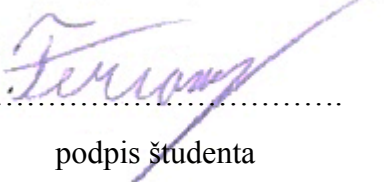
A handwritten signature in purple ink, appearing to read 'F. ...', is written over a horizontal dotted line.

podpis študenta

Prehlasujem, že

- som bol oboznámený s tým, že na moju diplomovú prácu sa plne vzťahuje zákon č. 121/2000 Z.z.(ČR) - autorský zákon, najmä §35 - použitie diela v rámci občianskych a náboženských obradov, v rámci školských predstavení a použitie diela školského a §60 - školské dielo.
- beriem na vedomie, že Vysoká škola banská - Technická univerzita Ostrava (ďalej len VŠB - TUO) má právo nezárobkovo k svojej vnútornej potrebe diplomovú prácu použiť (§35 ods. 3).
- súhlasím s tým, že jeden výtlačok diplomovej práce bude uložený v Ústrednej knižnici. VŠB-TUO k prezenčnému nahliadnutiu a jeden výtlačok bude uložený u vedúceho diplomovej práce. Súhlasím s tým, že údaje o diplomovej práci budú zverejnené v informačnom systéme VŠB-TUO.
- bolo dohodnuté, že s VŠB - TUO, v prípade záujmu z jej strany, uzavriem licenčnú zmluvu s oprávnením použiť dielo v rozsahu §12 ods. 4 autorského zákona.
- bolo dohodnuté, že použiť svoje dielo – diplomovú prácu alebo poskytnúť licenciu k inému využitiu môžem len so súhlasom VŠB-TUO, ktorá je oprávnená v takom prípade od mňa požadovať primeraný príspevok na úhradu nákladov, ktoré boli VŠB-TUO na vytvorenie diela vynaložené (až do ich skutočnej výšky).
- beriem na vedomie, že odovzdaním svojej práce súhlasím so zverejnením svojej práce podľa zákona č. 111/1998 Z.z. (ČR), o verejných školách a o zmene a doplnení ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), v znení neskorších predpisov, bez ohľadu na výsledok jej obhajoby.

V Ostrave ...18.5. 2015...


.....
podpis študenta

Adresa trvalého pobytu :

Bc. Vladimír Ferianc

Oščadnica 1585

023 01

Slovenská republika

Obsah

| | |
|--|----|
| 1 Úvod..... | 9 |
| 2 Teoretický rozbor riešenej problematiky | 11 |
| 2.1 Rozdelenie spaľovacích motorov..... | 11 |
| 2.2 Princíp funkcie štvortaktného zážihového motora..... | 13 |
| 2.3 Charakteristiky spaľovacích motorov | 15 |
| 2.4 Tepelná bilancia motora..... | 17 |
| 2.4.1 Účinnosť motora | 18 |
| 2.5 Výkon motora | 21 |
| 2.6 Konštrukčné časti PSM..... | 23 |
| 2.6.1 Piest..... | 23 |
| 2.6.2 Piestne krúžky..... | 24 |
| 2.6.3 Piestny čap | 25 |
| 2.6.4 Ojnica..... | 25 |
| 2.6.5 Kľukový hriadeľ | 25 |
| 2.6.6 Blok valca a kľuková skriňa | 26 |
| 2.6.7 Hlava valcov | 26 |
| 2.7 Vývoj motocyklových motorov | 27 |
| 3 Voľba základných parametrov motora | 29 |
| 3.1 Podmienky a špecifikácie | 29 |
| 3.2 Simulačný model motora | 30 |
| 3.2.1 Teória tvorby modelu..... | 31 |
| 3.2.2 Tvorba konkrétneho modelu..... | 33 |
| 3.3 Stanovenie parametrov | 41 |
| 4 Návrh konštrukčných celkov motora | 47 |
| 4.1 Pohyblivé časti..... | 47 |
| 4.2 Nepohyblivé časti | 58 |
| 5 Kinematika a dynamika kľukového mechanizmu | 61 |
| 5.1 Kinematika..... | 62 |

| | |
|---|----|
| 5.2 Dynamika..... | 65 |
| 6 Pevnostná kontrola vybraných častí motora | 68 |
| 6.1 Piest..... | 68 |
| 6.2 Piestny čap | 72 |
| 6.3 Ojnica..... | 74 |
| 6.4 Kľukový hriadeľ | 76 |
| 7 Zhodnotenie a odporúčenie..... | 81 |
| 8 Záver | 83 |
| Prehľad použitej literatúry | 84 |
| PodĎakovanie | 86 |

Zoznam použitých skratiek

| | | |
|-------|---|--|
| AL | - | hliník |
| C | - | uhlík |
| CAD | - | (Computer-aided design) - počítačom podporované navrhovanie |
| CNG | - | (Compressed Natural Gas) druh paliva, stlačený zemný plyn |
| Cr | - | chróm |
| Cs | - | stredná piestová rýchlosť |
| Cu | - | meď |
| D | - | vrtanie valca |
| DU | - | dolná úvrat' |
| DOHC- | - | (Double OHC)ventilový rozvod s dvomi vačkovými hriadeľmi v hlave valca |
| Fe | - | železo |
| HU | - | horná úvrat' |
| LNG | - | (Liquefied Natural Gas) druh paliva, skvapalnený zemný plyn |
| LPG | - | (Liquefied Petroleum Gas) druh paliva, skvapalnený ropný plyn |
| MKP | - | výpočtová metóda k určeniu deformácií a napätí pružného telesa |
| Mg | - | horčík |
| Mn | - | mangán |
| Napr. | - | napríklad |
| Ni | - | nikel |
| Obr. | - | obrázok |
| OHV | - | (Over Head Valve) ventilový rozvod s vahadlami a ventilmi v hlave valca |
| OHC | - | (Over Head Camshaft) – ventilový rozvod s vačkovým hriadeľom v hlave valca |
| P | - | fosfor |
| Pb | - | olovo |
| PSM | - | piestový spaľovací motor |
| Resp. | - | respektíve |
| Si | - | kremík |
| Sn | - | cín |
| SV | - | (Side Valve) ventilový rozvod s ventilmi na boku valca |
| Ti | - | titán |
| Tj. | - | to jest |
| Tzv. | - | takzvaný |
| Zn | - | zinok |

Abstrakt

FERIANC, V. Návrh jednovalcového piestového spaľovacieho motora : Diplomová práca. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2015, 86s. Vedúci práce : Ing. Dresler, P.

Diplomová práca sa zaoberá návrhom spaľovacieho motora pre vozidlo Formula SAE. V úvodnej časti je popísaná funkcia, princíp činnosti a konštrukcia piestových motorov s vnútorným spaľovaním. Na základe získaných znalostí je navrhnutý prvý experimentálny model motora. Cieľom je upraviť model tak, aby vyhovoval stanoveným požiadavkám a špecifikáciám súťaže. Ďalším cieľom je na základe získaných dát navrhnuť konštrukčné riešenie vo virtuálnom prostredí a u vybraného celku spraviť pevnostnú kontrolu.

Kľúčové slová: motor, piest, krútiaci moment, výkon motora

Abstract

FERIANC, V. Design of Single-Cylinder Internal Combustion Engine : Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2015, 86 pages. Thesis head: Ing. Dresler, P.

This Master thesis deals with the design of combustion engine of the vehicle, Formula SAE. In introduction we described the function, working principle and construction of piston engines with internal combustion. On the base of acquired knowledge there is designed the first experimental model of the engine. The aim is to modify the model in the way to be suitable for accepted requirements and specifications of the competition. Another aim is to design the constructional solution in virtual environment on the base of acquired data and to make a load control of selected part.

Keywords: the engine, piston, torque, engine power

1 Úvod

V diplomovej práci sa zaoberám návrhom a tvorbou simulačného modelu piestového zážihového motora. Spaľovacie motory s vnútorným spaľovaním sa používajú už viac ako storočie. Princíp ich činnosti sa od tej doby príliš nezmenil a podstatou je stále premena chemickej energie paliva na mechanickú prácu. Počiatky tejto myšlienky sú však ešte oveľa staršie, keď v roku 1807 Issac de Rivez získal patent na vozidlo poháňané výbušným motorom. Za ten čas bolo vyvinutých množstvo konštrukcií spaľovacích motorov, a preto uvediem len niektoré významné dátumy:

| | |
|---------|--|
| 1859... | Jean Joseph Etienne Lenoir získava patent na motor poháňaný „svietiplynom“ |
| 1877... | Nikolas Otto patentuje štvortaktný motor so zvýšenou kompresiou |
| 1883... | Gottlieb Daimler prvý benzínový motor |
| 1893... | Wilhelm Maybach vynález prvého karburátora |
| 1893... | Rudolf Diesel popísal pracovný obeh na ťažké palivo (práškové uhlie) |
| 1908.. | Henry Ford spustil sériovú výrobu automobilových motorov |
| 1956... | Felix Wankel vyvíja Wankelov motor |

Vývoj stále pokračuje a masívny rozvoj nových technológií prispievajú k zlepšovaniu parametrov spaľovacích motorov. Požiadavky na spoľahlivosť, malú spotrebu a emisie, súčasne s dobrými prevádzkovými parametrami motorov dali vzniknúť novému smeru. Takzvaný „downsizing“ je voľne preložený ako: „Vývoj motorov s nižším zdvihovým objemom, nižšími emisiami a spotrebou pri zachovaní alebo zlepšení výkonu.“ Tento trend sa uskutočňuje viacerými spôsobmi. Sú to napríklad zvyšovanie kompresného pomeru, preplňovanie motorov pomocou turbodúchadiel a mechanických dúchadiel, dynamické plnenie valcov, chladenie nasávaného vzduchu, premenlivé časovanie ventilov, viacbodové vstrekovanie paliva či používanie nových materiálov. Taktiež neúprosne legislatívne požiadavky na znižovanie emisií výfukových plynov neustále tlačia vývoj vpred. V budúcnosti je pravdepodobné, že dospejeme do bodu, keď už nebude možný ďalší vývoj a klasické spaľovacie motory prestanú plniť emisné limity a budeme nútení prejsť na iný druh pohonu.

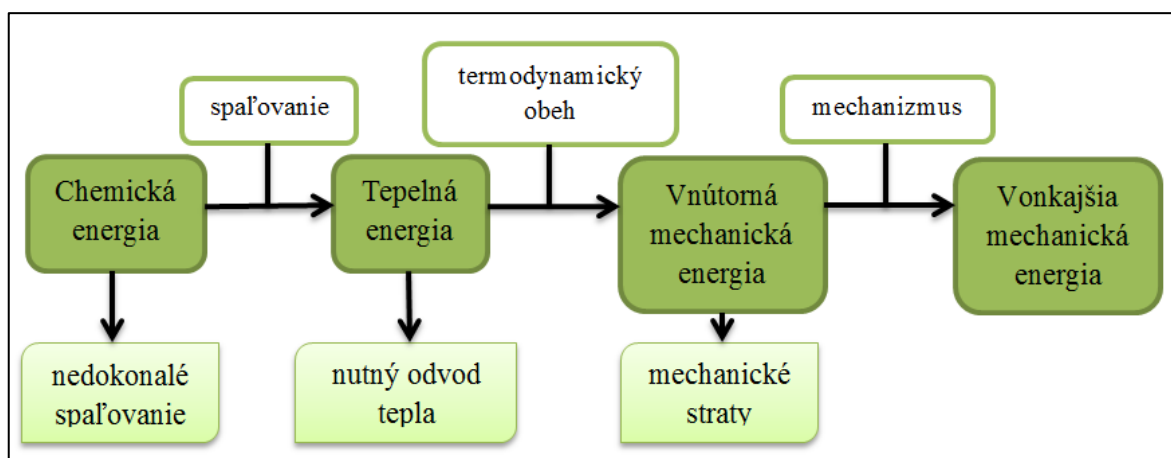
Vývoj nových motorov je zdĺhavý a finančne veľmi náročný proces. Najskôr je nutné motor navrhnuť, následne vyrobiť prototyp a ten otestovať. Za pomoci výsledkov testovania sa doladí počiatočný návrh a opäť sa vyrobí prototyp, ktorý sa testuje. Tento proces je vďaka vývoju elektroniky a výpočtovej techniky o niečo jednoduchší, a v neposlednom rade aj lacnejší. Analytické výpočty boli úplne nahradené výpočtovými softvérmi a prvé prototypy simulačnými softvérmi. Preto je možné navrhnuť a odsimulovať motor s dostatočnou presnosťou bez nutnosti jeho výroby.

Cieľom práce je pomocou simulačných nástrojov navrhnuť koncepčné usporiadanie jednovalcového pretekárskeho motora o zdvihovom objeme 610 cm^3 . Taktiež vytvoriť konštrukčný návrh jednotlivých častí spaľovacieho motora a u vybraného celku spraviť pevnostný výpočet.

2 Teoretický rozbor riešenej problematiky

Spaľovací motor je tepelný stroj, ktorý spaľovaním paliva získava tepelnú energiu a prevádza ju na mechanickú prácu s využitím vhodného plynného média. Energia média je využívaná ako energia kinetická (rýchlosť spalín) u spaľovacích turbín, alebo ako potenciálna (tlak spalín) u piestových motorov.

Transformáciu chemickej energie obsiahnutej v palive na mechanickú prácu spaľovacieho motoru znázorňuje nasledujúci obrázok [2]:



Obr. 2-1 Schéma transformácie energie [2]

2.1 Rozdelenie spaľovacích motorov

Všeobecne delíme tepelné motory podľa spôsobu prenosu tepelnej energie na:

- **motory s vonkajším spaľovaním** (médiom je vodná para, vzduch alebo niektoré plyny)

- **motory s vnútorným spaľovaním** (médiom sú priamo produkty spaľovania)

Priebeh horenia môže byť prerušovaný alebo neprerušovaný. Z tohto hľadiska delíme motory na:

- **motory lopatkové** – využívajú predovšetkým kinetickú energiu spalín

- **motory piestové** – piest vo valci vykonáva cyklický pohyb a využíva pri tom predovšetkým potenciálnu energiu spalín

(Ďalej sa budem zaoberať len týmto druhom motorov)

Piestové spaľovacie motory je možné rozdeliť podľa mnohých hľadísk. Neexistuje jednotné ustanovenie, ktoré by zjednotilo delenie motorov, no vo väčšine odborných publikácií je delenie nasledovné:

- **Podľa druhu paliva a zapálenia zmesi**

Ako palivo je možné použiť látky s pevným skupenstvom (dnes už nepoužívané)

s kvapalným skupenstvom (benzín, nafta, petrolej...)

s plynným skupenstvom (LPG, CNG, LNG, vodík...)

Vhodnou úpravou je možné použiť kombináciu plynného a kvapalného skupenstva.

Najčastejšie uplatňovaná kombinácia je : benzín + LPG alebo CNG

Motory zážihové (väčšinou spaľujúce benzín) zmes je vo valci zapálená pomocou zapalovacej sviečky (iskrivé, žhaviace)

Motory vznetové (spaľujúce ťažšie frakcie ako nafta) zmes je vo valci zapálená kompresným tlakom (teplom)

- **Podľa tvorby zmesi**

Používané sú dva druhy tvorby zmesi, a to buď pred pracovným valcom motora alebo priamo vo valci motora. V prípade tvorby zmesi pred pracovným valcom je potrebné regulovať nielen množstvo paliva, ale aj množstvo nasávaného vzduchu. Tento princíp sa uplatňuje u motorov zážihových, kedy je zmes vytváraná v karburátore alebo efektívnejšie vstrekováná tryskou do sania. Tie je možné deliť na jednobodové a viacbodové.

Tvorba zmesi vo valci motora bola donedávna používaná výhradne v naftových motoroch. No takzvané „priame vstrekovanie“ sa už objavuje aj v motoroch benzínových. Zmes je vytváraná vstrekaním paliva do pracovného valca (v starších motoroch do špeciálne navrhutej komory). [4]

- **Konštrukčné prevedenie**

Konštrukčné delenie PSM je značne rozsiahle a často sa líši len v detailoch. Preto vyberám len tie delenia, ktoré sú najzreteľnejšie:

Podľa počtu zdvihov na jeden pracovný obeh: -dvojtaktné

- štvortaktné

Podľa rýchlobežnosti: - voľnobežné s $c_s < 7,5$ m/s pri $D < 160$ mm

s $c_s < 6,5$ m/s pri $D > 160$ mm

- rýchlobežné s $c_s > 7,5$ m/s pri $D < 160$ mm

s $c_s > 6,5$ m/s pri $D > 160$ mm

Podľa rozvodu pracovnej látky:

- ventilové:
 - OHV (Over Head Valve)
 - OHC (Over Head Camshaft)
 - DOHC (Double OHC)
 - SV (Side Valve)

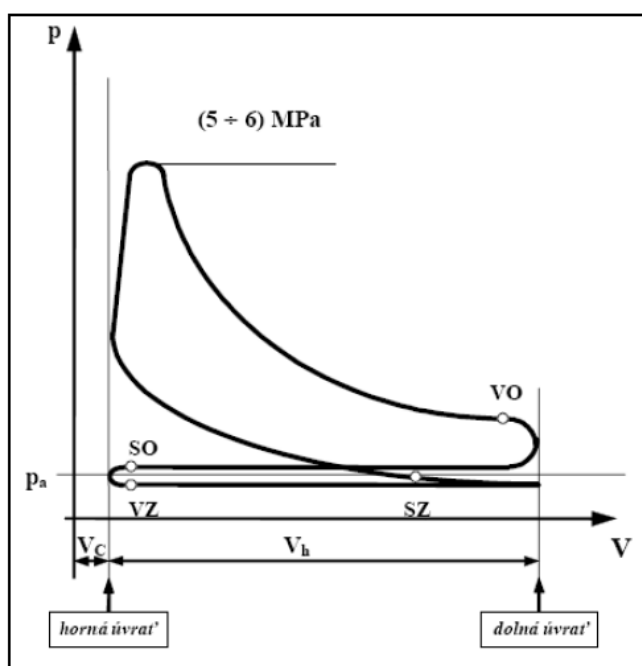
- šupátkové
- kanálové
- zmiešané

[4]

S ohľadom na riešenie problematiky sa budem ďalej venovať už len motorom s vnútorným spaľovaním. Konkrétne štvortaktným zážihovým motorom s priamočiarym vratným pohybom piestu.

2.2 Princíp funkcie štvortaktného zážihového motora

V súčasnosti je u automobilov najrozšírenejší štvordobý motor. Je charakterizovaný tým, že cyklus prebehne pri štyroch zdvihoch piestu. Piest sa pohybuje medzi hornou a dolnou úvrat'ou. Táto vzdialenosť sa nazýva zdvih a doba medzi úvrat'ami sa nazýva takt. Jednotlivé takty sú:



**Obr. 2-2 Indikátorový diagram
štvortaktného zážihového motora [9]**

1, Sanie – piest sa pohybuje od hornej úvrati k dolnej a vzniknutý podtlak nasáva čerstvú zmes do valca. Bod na obrázku 2-2 (SO) ukazuje začiatok otvárania sacieho ventilu. Nábeh vačky je pozvoľný, aby sa odstránili rázy v rozvodovom mechanizme. Preto otváranie prebieha relatívne dlhú dobu. Otváranie sacieho ventilu začína skôr, ako piest dosiahne hornú úvrat'. Aby bol sací ventil plne otvorený, práve keď vo valci vzniká podtlak, otváranie začína 15° až 50° pootočením kľukovej hriadele pred HU.

Aby sa využila kinetická energia zmesi prúdiacej sacím kanálom a sacím potrubím, je úplné uzatvorenie sacieho ventilu nastavené až za dolnú úvrat' piestu. Označené na obrázku 2-2 ako SZ a u osobných automobilov býva tento okamih 30° až 70° pootočením kľukovej hriadele za dolnou úvrat'ou (DU).

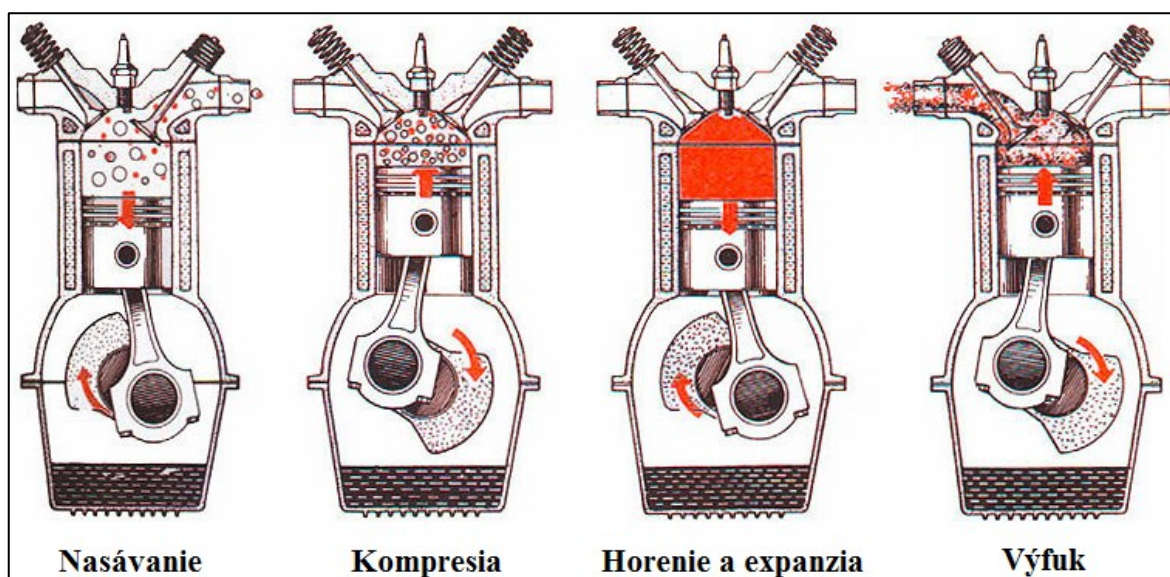
2, Kompresia – pri pohybe piestu od dolnej úvrati k hornej úvrati, dochádza k stlačovaniu čerstvej zmesi. Počas nasávania a kompresie dochádza k odparovaniu paliva. Pary sa miesia so vzduchom a vytvárajú výbušnú zmes. V okamihu kompresného zdvihu je priestor vyplnený takmer homogénnou zmesou.

3, Horenie a expanzia – zmes vo valci je zapálená elektrickou iskrou a čelo plameňa sa šíri 30 až 50 m.s⁻¹. Minimálne tepelné straty sú určované veľkosťou povrchu spaľovacieho priestoru. Podstatná časť paliva preto musí zhorieť čo najbližšie hornej úvrati. Zmes je zapálená s určitým predstihom pred hornou úvratou a proces intenzívneho horenia potom prebieha medzi 10° až 15° pootočenia kľukového hriadeľa pred HU a 15° až 20° za HU. Počas horenia prudko stúpa tlak a teplota. U bežných zážihových motorov sa maximálny tlak pohybuje v rozmedzí 5 ÷ 8 MPa.

Expanzia prebieha počas pohybu piestu od hornej úvrati k dolnej úvrati. Súčasne dohorieva palivo 30° až 40° za HU a tlak vo valci sa znižuje.

4, Výfuk – dochádza k odstraňovaniu spalín z motora. Výfukový ventil sa otvára (VO) 30° až 70° pred DU. Vo valci je vyšší tlak ako vo výfukovom potrubí, asi o 0,4MPa, a spaliny unikajú z valca so značnou rýchlosťou. (Pri skúškach bolo zistené, že kladná práca stratená pri otvorení výfuku pred DU je menšia, ako práca potrebná na vytlačenie spalín z valca pri otvorení výfukového ventilu v DU). Piest po prechode dolnou úvratou vytlačuje spaliny z valca. Výfukový ventil je uzatvorený (VZ) 15° až 50° za HU.

Z uvedeného popisu je zjavné, že dochádza k súčasnému otvoreniu sacieho aj výfukového ventilu. Ide o tzv. **prekrytie ventilov**. Dôvodom je snaha využiť sací účinok odchádzajúcich spalín k lepšiemu vypláchnutiu spaľovacieho priestoru. Obmedzením je ale riziko preniknutia čerstvej zmesi do výfuku. [4]



Obr. 2-3 Pracovný cyklus štvortaktného motora [4]

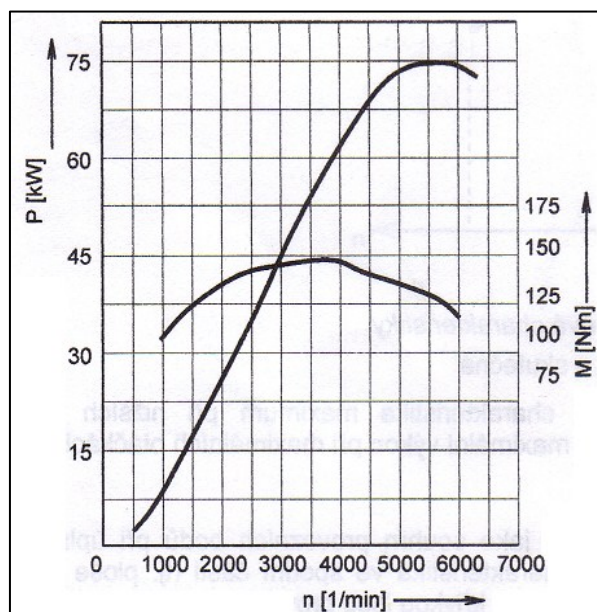
2.3 Charakteristiky spaľovacích motorov

Charakteristikou piestového spaľovacieho motora sa nazýva grafické znázornenie vzájomných funkčných závislostí prevádzkových veličín v pravouhlom súradnicovom systéme. Ako prevádzkové veličiny môžeme charakterizovať tieto technické parametre motora:

| | | |
|---------------------------|----------|--|
| 1, Výkon motora | P_e | (kW) |
| 2, Otáčky motora | n | (s^{-1} alebo min^{-1}) |
| 3, Krútiaci moment motora | M_k | (N.m) |
| 4 Stredný efektívny tlak | p_e | (MPa) |
| 5, Spotreba paliva | m_b | ($kg.s^{-1}$) |
| | V_{pl} | ($m^3.s^{-1}$) |
| 6, Merná spotreba paliva | μ_p | ($kg.kWh^{-1}$ alebo $m^3.kWh^{-1}$) |
| 7, Účinnosť | η_e | (-) alebo (%) |
| 8, Uhol predstihu | α | ($^{\circ}$) |
| -ďalšie veličiny | | |

Podľa voľby nezávislých premenných rozdeľujeme charakteristiky na:

- otáčkové charakteristiky (rýchlostné) – nezávislou premennou sú otáčky kľukového hriadeľa.
- zaťažovacie charakteristiky – nezávislou premennou môžu byť P_e , M_k alebo p_e
- Nastavovacie charakteristiky - nezávislou premennou môže byť uhol predstihu.
- úplné charakteristiky (univerzálne)



Obr. 2-4 Otáčková charakteristika motora - Škoda 1,6 MPI [8]

Sústavu charakteristík tvorí diagram obsahujúci niekoľko charakteristík jedného druhu v rovnakom súradnicovom systéme. Podľa druhu charakteristík delíme sústavu na:

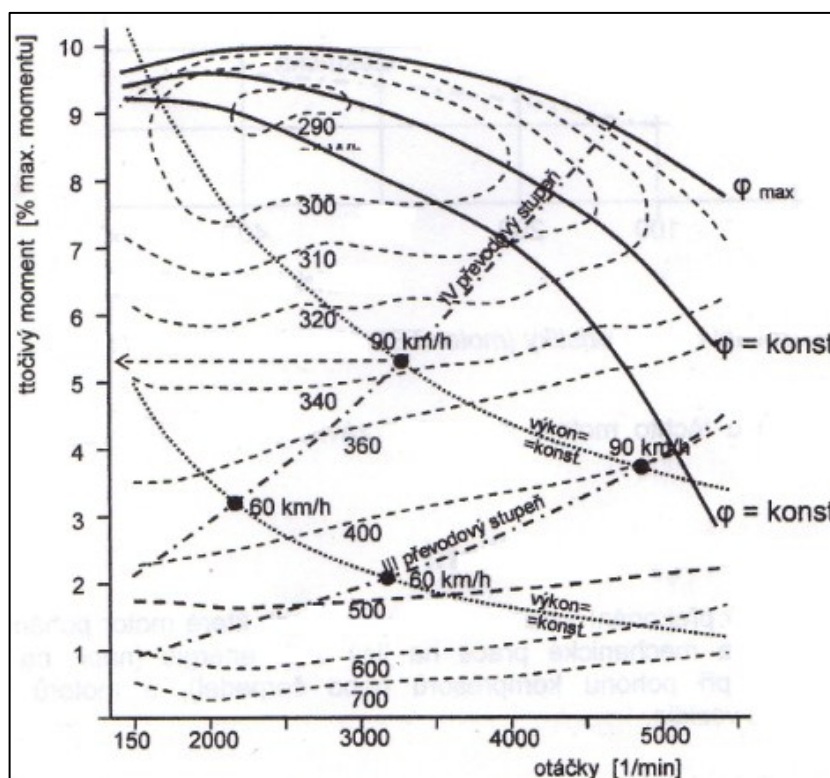
- **otáčkových charakteristík**
- Znázorňujú závislosť výkonu motora (P_e), krútiaceho momentu motora (M_k) a spotreby na otáčkach kľukového hriadeľa (n) pri konštantnej polohe ovládacieho zariadenia na dodávku paliva do motora.

Vonkajšia otáčková charakteristika zážihového motora je meraná pri maximálnom otvorení škrtiacej klapky karburátora alebo vzduchovej prívery u motora so vstrekaním paliva. Na obr. 2-4 sú vynesené priebehy krútiaceho momentu a výkonu v závislosti na otáčkach. Minimálne otáčky (n_{\min}) umožňujú dlhodobú prevádzku bez poškodenia motora v plnom zaťažení. Maximálne otáčky (n_{\max}) nesmú byť prekračované počas celej doby prevádzky.

- **zaťažovacích charakteristík**

- Znázorňujú závislosť vybraných parametrov motora na jeho zaťažení pri konštantných otáčkach kľukového hriadeľa. Zaťaženie motora charakterizuje najčastejšie krútiaci moment (M_k) alebo jeho výkon (P_e). Sledovanými parametrami sú merná spotreba alebo teplota výfukových plynov (prípadne ďalšie).

Úplná charakteristika sa nezisťuje priamym meraním, ale vynáša sa na základe meraní vonkajšej otáčkovej charakteristiky a sústavy zaťažovacích charakteristík. V úplnej charakteristike (obr. 2-5) sa vynášajú na vodorovnú os otáčky kľukového hriadeľa. Na zvislú os sa vynáša zaťaženie motora, charakterizované krútiacim momentom alebo stredným efektívnym tlakom. Sú vynesené čiary konštantných hodnôt vybraných veličín. Vždy sa uvádzajú merné spotreby paliva. Obvykle sa uvádza výkon motora a teplota výfukových plynov. Úplná charakteristika umožňuje stanoviť pracovný režim motora tak, aby pre požadovaný výkon bola minimálna spotreba paliva. [9]



Obr. 2-5 Úplná charakteristika motora [4]

2.4 Tepelná bilancia motora

Tepelná bilancia motora by mala vykazovať vo všetkých režimoch motora také hodnoty, ktoré zaistia čo najhospodárnejšiu prevádzku. Tepelné straty (chladenie, výfuk...) sú pre prevádzku motora nevyhnutné, avšak je rovnako nevyhnutné snažiť sa tieto straty znižovať. Vyjadrenie tepelnej bilancie zodpovedá zákonu o zachovaní energie, tj. súčet všetkých zložiek vstupných energií (resp. tepla) sa musí rovnať výstupným zložkám. Z uvedeného vyplýva nasledovný zápis:

$$Q_p = Q_{ch} + Q_{ns} + Q_s + Q_v + Q_m + Q_e \quad [J \cdot kg^{-1} \text{ resp. } J \cdot s^{-1}] \quad (2.1)$$

Kde význam jednotlivých zložiek je nasledovný:

Q_p – teplo privedené do obehu palivom

Q_{ch} – teplo odvedené chladením

Q_{ns} – teplo stratené nedokonalým spaľovaním

Q_s – teplo odvedené sálaním

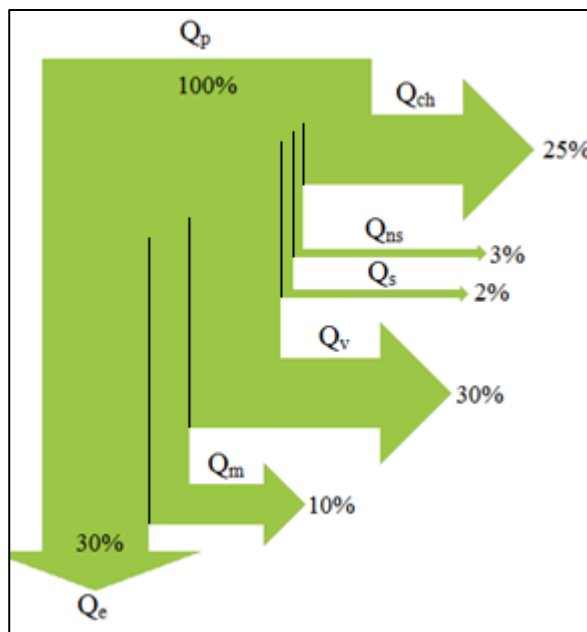
Q_v – teplo odvedené výfukom

Q_m – teplo v podobe mechanických strát

Q_e – teplo užitočné (ekvivalent užitočného výkonu)

Tepelnú bilanciu motora je možné znázorniť graficky v tzv. Sankeyovom diagrame, v ktorom sú jednotlivé položky bilancie znázornené v mierke. Príklad takéhoto znázornenia je na Obr. 2-6.

U stacionárnych motorov, kde sa využíva „odpadné“ teplo na vykurovanie, je možné dosiahnuť až 90% účinnosť využitia energie paliva. U motorov používaných v dopravných prostriedkoch je však táto hodnota nedosiahnuteľná a pohybuje sa medzi 25÷35%. Tepelná bilancia priamo súvisí so stratami a účinnosťou motora. [3] [5]



Obr. 2-6 Sankeyov diagram [7]

2.4.1 Účinnosť motora

Celková účinnosť zahŕňa všetky straty v motore a vyjadruje tak využitie energie z paliva, ktorá je premenená na mechanickú prácu. Ide teda o pomer medzi efektívnym výkonom motora a príkonom v palive. Častejšie sa však účinnosť motora definuje pomocou pomeru tepla, ekvivalentného efektívnemu výkonu ku teplu privedeného v palive. Hovoríme teda o celkovej účinnosti motora. Tá sa skladá z jednotlivých účinností a je daná ich súčinom.

$$\eta_c = \frac{Q_e}{Q_p} = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_{ch} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad [-] \quad (2.2)$$

Celková účinnosť zážihových motorov sa pohybuje okolo 0,25÷0,35

Chemická účinnosť

Chemická účinnosť predstavuje stupeň dokonalosti spálenia paliva privedeného do motora. Je definovaná ako pomer tepla privedeného do obehu k teplu obsiahnutého v palive. Teplo privedené do obehu môžeme vyjadriť ako rozdiel tepla privedeného v palive a tepelných strát vzniknutých nedokonalým spaľovaním. Chemickú účinnosť potom môžeme vyjadriť nasledovne:

$$\eta_{ch} = \frac{Q_{ps}}{Q_p} = \frac{Q_p - Q_{ns}}{Q_p} = 1 - \frac{Q_{ns}}{Q_p} \quad [-] \quad (2.3)$$

Na veľkosť chemickej účinnosti má vplyv celá rada činiteľov, napr. súčiniteľ prebytku vzduchu (λ), tvar kompresného priestoru, teplota pri spaľovaní, stupeň homogénosti zmesi, prúdenie zmesi a ďalšie. Hodnoty chemickej účinnosti sa pohybujú okolo 0,9÷0,95. [2]

Tepelná účinnosť

Tepelná účinnosť má podstatný vplyv na tepelné straty a ovplyvňuje mernú spotrebu paliva, ale aj rozmery chladiaceho systému. Tepelná účinnosť je pomer tepla spotrebovaného na prácu teoretického obehu, k teplu, ktoré je privedené do obehu. Prácu teoretického obehu je možné vyjadriť ako rozdiel tepla privedeného a tepla z obehu odvedeného ako Q_o (chladenie, sálanie a výfuk). Tepelná účinnosť je potom vyjadrená nasledovne:

$$\eta_t = \frac{Q_t}{Q_p} = \frac{Q_p - Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} \quad [-] \quad (2.4)$$

Tepelná účinnosť je značne závislá na kompresnom pomere motora. Kompresný pomer udáva zmenu objemu vo valci medzi dolnou a hornou úvratou piestu. V hornej úvrati je

objem rovný kompresnému objemu V_k . V dolnej úvrati je objem rovný súčtu kompresného a zdvihového objemu V_z . Vzorec výpočtu kompresného pomeru:

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad [-] \quad (2.5)$$

Pre všeobecné použitie je možné zjednodušiť vzorec pre tepelnú účinnosť tým, že stupeň izobarického a izochorického spaľovania, ako aj stupeň izobarického a izochorického výfuku položíme rovno jednej. Potom platí:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{1-K}} \quad [-] \quad (2.6)$$

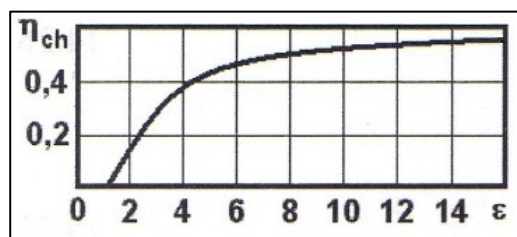
Kde: K ... podiel mernej tepelnej kapacity pri stálom tlaku a objeme
(Poissonova konštanta)

Všeobecne je táto rovnica platná aj napriek tomu, že ide o idealizovaný tepelný obeh.

Po vykreslení grafu tejto rovnice, získame

závislosť tepelnej účinnosti na kompresnom pomere (Obr. 2-7). Skutočná tepelná účinnosť je nižšia, ale jej závislosť na kompresnom

pomere stále platí. Graf jasne ukazuje, že pri nízkom kompresnom pomere sa tepelná účinnosť prudko znižuje. Naopak, pri vysokých kompresných pomeroch je prírastok tepelnej účinnosti malý a je nutné brať v úvahu zvyšujúci sa maximálny tlak na piest. Ten nepriaznivo ovplyvňuje mechanickú účinnosť. Dnes sa u zážihových (benzínových) motorov používa kompresný pomer 10÷12:1. Táto hodnota je značne ovplyvnená kvalitou používaného paliva, a teda aj jeho schopnosti odolávať nežiaducim detonáciám. Hodnota tepelnej účinnosti zážihového motora sa pohybuje v rozmedzí 0,4÷0,5. [2] [9]



Obr. 2-7 Závislosť tepelnej účinnosti na kompresnom pomere [2]

Stupeň plnosti diagramu

Stupeň plnosti diagramu je vyjadrený pomerom tepla spotrebovaného na indikovanú prácu, Q_i k teplu spotrebovanému na prácu teoretického obehu Q_t .

$$\eta_p = \frac{Q_i}{Q_t} = \frac{Q_i}{Q_p - Q_o} \quad [-] \quad (2.7)$$

Pričom η_p predstavuje pomer plochy skutočného indikátorového diagramu a p-V diagramu teoretického obehu. Odchýlky sa prejavujú hlavne v oblasti výmeny náplne a horenia zmesi. Hodnoty stupňa plnosti bývajú 0,9÷0,97, pričom vyššie hodnoty dosahujú motory vznetové.

Mechanická účinnosť

Mechanická účinnosť je do značnej miery závislá na otáčkach motora. Hlavne u vysokootáčkových motorov dosahujú mechanické straty vysokých hodnôt (až 30% celkových strát). Prudký pokles mechanickej účinnosti ovplyvňuje maximálne použiteľné otáčky. Výkon potrebný k premáhaniu pasívnych odporov motora zahrňuje trecie odpory, prácu pomocných mechanizmov, ventilačné straty v kľukovej skrini a prácu k výmene náplne. Nové technológie (ako povlak valcov a piestov, nové mazivá...) pomohli značne znížiť mechanické straty, a tým zvýšiť mechanickú účinnosť.

Vnútorne trecie straty sú závislé hlavne na zaťažujúcich silách, súčiniteli trenia, veľkosti trecích plôch a pomere maximálneho k strednému efektívnemu tlaku. Čím väčší je rozdiel tlakov vo valci, tým horšia je mechanická účinnosť. Z toho vyplýva, že zvyšujúci kompresný pomer síce zlepšuje tepelnú účinnosť, ale zhoršuje mechanickú účinnosť. Veľkosť sily pritlačujúcej piest k stene valca podstatne závisí na dĺžke ojnice. Čím je ojnica dlhšia, tým sú pritlačné sily menšie. U dnešných podštvorcových motorov s krátkou ojnicou je však táto sila značným problémom a rieši sa používaním moderných materiálov. Trenie piestu a piestnych krúžkov vo valci je najväčšou zložkou trecích strát motora.

Ďalšou významnou zložkou sú trecie straty v ložiskách, ktoré tvoria značné percento mechanických strát. Z tohto dôvodu sa v čo najväčšej miere používajú ložiská valivé, s nižším koeficientom trenia oproti klzným. Valivé ložiská ale nie je možné použiť všade a je nutné použiť ložiska klzné, často s tlakovým mazaním (uloženie kľukového hriadeľa, ojnice..).

Hydraulické straty pri plnení sú ďalšou významnou zložkou mechanických strát. Pri vysokých otáčkach blížiacich sa maximu, narastajú hydraulické straty veľmi rýchlo a sú hlavnou príčinou toho, že ďalšie zvýšenie otáčok nevedie k zvýšeniu efektívneho výkonu motora. Tieto straty je možné znížiť vhodným tvarom ventilov a ich správnym časovaním. Mechanickú účinnosť je možné definovať ako pomer užitočného a indikovaného výkonu motora alebo analogicky, pomocou príslušného tepla:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{Q_e}{Q_i} \quad [-] \quad (2.8)$$

Mechanická účinnosť dosahuje u zážihových motorov hodnotu 0,76÷0,89.

[10] [2]

2.5 Výkon motora

Výkon je všeobecne definovaný ako miera vykonanej práce. Veľkosť výkonu závisí na množstve energie obsiahnutej v palive, ktorá sa v motore premení na mechanickú prácu. Avšak palivo ako také nehorí, a teda nemôže odovzdať energiu. K procesu horenia je potrebný oxidačný činiteľ - kyslík. Kyslík obsiahnutý vo vzduchu spolu s palivom tvoria výhrevnú zmes. Výhrevnosť zmesi závisí od použitého paliva, napríklad výhrevnosť benzínu je približne 44 MJ/kg. Množstvo vzduchu potrebné k úplnému spáleniu paliva bolo výpočtom stanovené a pre benzínové motory je rovné 14,7 kg vzduchu na 1 kg paliva. Zmes, ktorá vznikne zmiešaním týchto množstiev sa nazýva stochiometrická zmes. U plynových motorov, alebo pri spaľovaní alkoholu sú tieto pomery odlišné.

Pre stanovenie zloženia zmesi privádzanej do spaľovacieho priestoru motora sa používa súčiniteľ prebytku vzduchu, ktorý sa označuje gréckym písmenom λ (lambda). Zloženie zmesi má zásadný vplyv na parametre motora. Preto je lambda nastavovaná a regulovaná tak, aby bola v daných prevádzkových podmienkach optimálna. V prípade ak je $\lambda=1$ je zmes stochiometrická. Ak je hmotnosť vzduchu privádzaného do motora väčšia ako teoretická hodnota, vzniká zmes s prebytkom vzduchu. Takáto zmes sa označuje ako „chudobná“ a $\lambda > 1$. Ak je hmotnosť vzduchu privádzaného do motora menšia ako teoretická hodnota, vzniká zmes s prebytkom paliva. Takáto zmes sa označuje ako „bohatá“ a $\lambda < 1$.

Skúškami bolo zistené, že najväčšiu tepelnú účinnosť dosahuje benzínový motor pri $\lambda \approx 1,15$. Je to dané tým, že všetko palivo sa spáli a do výfuku odchádzajú spaliny spolu s nevyužitým kyslíkom. V prípade bohatej zmesi s hodnotou $\lambda \approx 0,9$ je využitý všetok kyslík privedený do motora, a tým sa dosiahne vyšší výkon. Nespálené palivo odchádza do výfuku nevyužitú, a to spôsobuje zvýšenúmernú spotrebu paliva. [3]

Vzorec pre výpočet výkonu motora:

$$P_e = \frac{V_{z1} \cdot i_v \cdot n \cdot p_e}{30 \cdot \tau} \quad [W] \quad (2.9)$$

Kde: P_e ... efektívny výkon (W)

V_{z1} ... zdvihový objem jedného valca (m^3)

i_v ... počet valcov

n ... otáčky kľukového hriadeľa (min^{-1})

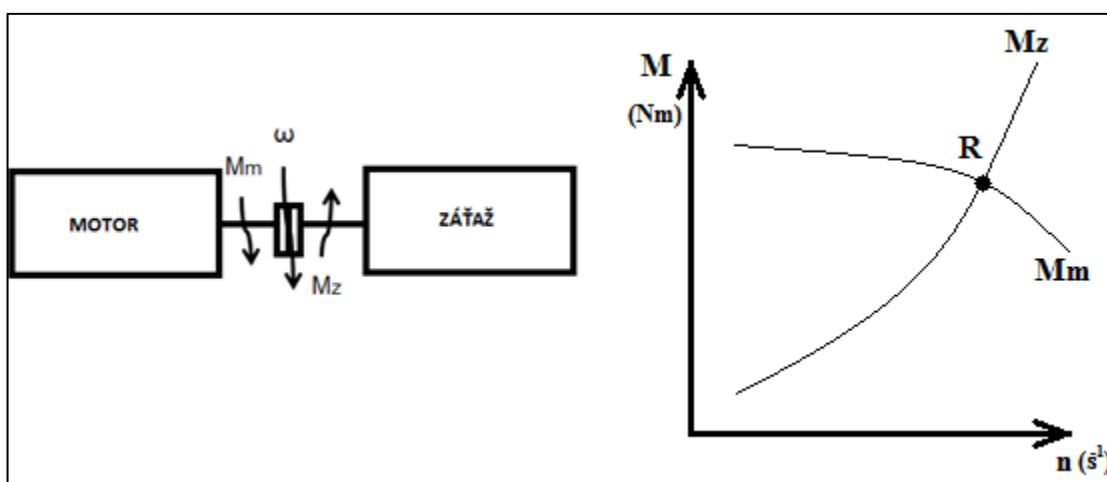
p_e ... stredný efektívny tlak (Pa)

τ ... taktnosť motora

Výkon motora sa zväčšuje so zväčšujúcim sa čitateľom rovnice. Výkon motora narastie, ak zvýšime počet valcov alebo zdvihový objem. Trend tzv. „downsizing“, však ide opačným smerom. Zvyšovaním otáčok je taktiež možné výkon zvýšiť, no za cenu zníženia mechanickej účinnosti a životnosti. Terajší vývoj je sústredený na zvyšovanie stredného efektívneho tlaku a s tým súvisiacich účinnosti. Možností je množstvo, ale dnes najpoužívanejšou a najefektívnejšou je preplňovanie motora. [5]

Spolupráca motora a zát'aže

Keďže zmyslom spaľovacieho motora je pohon zát'aže, resp. pracovného stroja, popisujú sa ich vlastnosti vhodnými závislosťami tak, aby sme boli schopní posúdiť ich spoluprácu.



Obr. 2-8 Spolupráca motora a zát'aže [2]

Pre túto zjednodušenú sústavu s momentmi zotrvačnosti $I_m + I_z$ potom platí rovnica:

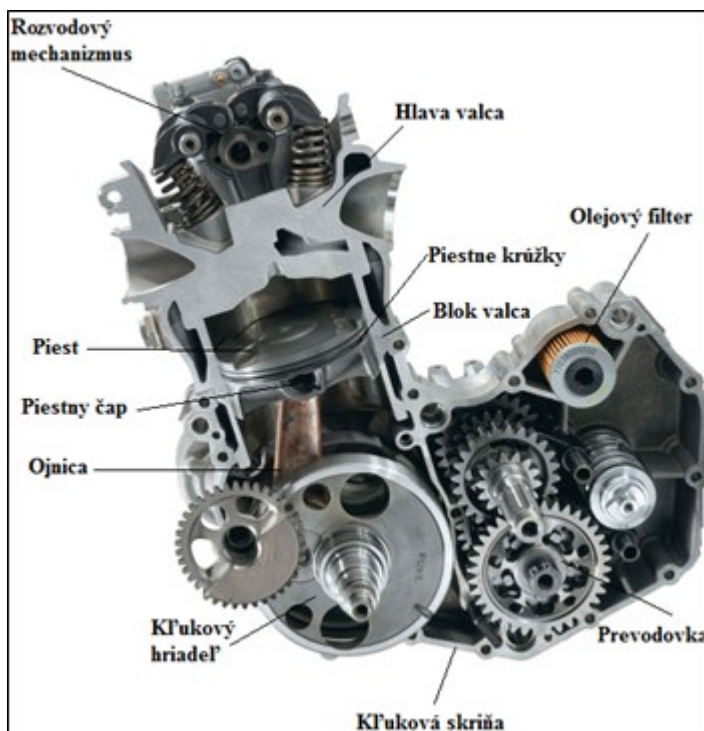
$$(I_m + I_z) \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_m - M_z \quad (2.10)$$

Pri rovnosti momentov je dosiahnutý ustálený stav **R** a otáčky sa nemenia. Sústava sa nazýva stabilnou, ak sa bez vonkajšieho zásahu obnoví ustálený stav, pričom záleží na priebehu momentov.

2.6 Konštrukčné časti PSM

Piestové spaľovacie motory sa skladajú z týchto častí:

- **Nepohyblivé časti** - blok valcov, kľuková skriňa, hlava valcov, kryty a tesnenia. Tieto časti tvoria základ pre uloženie kľukového mechanizmu a rozvodov.
- **Pohyblivé časti** – kľukový a rozvodový mechanizmus.
- **Príslušenstvo motora** – chladiaca sústava, palivový systém, mazacia sústava, zapalovanie, odvod spalín a príprava zmesi. Sú to pomocné zariadenia, ktoré umožňujú chod motora a jeho ovládanie.

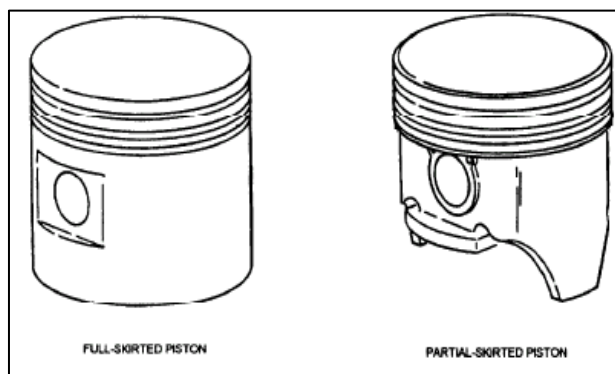


Obr. 2-9 Rez motora Husaberg FE 570 [10]

Kľukový mechanizmus je základ pohyblivých častí motora. Skladá sa z piestnej skupiny (piest, piestny čap, piestne krúžky), ojnice a kľukového hriadeľa. Môže byť doplnený o vyvažovací hriadeľ, zotrvačník a torzný tlmič.

2.6.1 Piest

Pri práci motora je piest zaťažovaný mechanicky, silami od tlaku plynu a zotrvačnými silami, vyvolanými vratným pohybom piestu. Piest je taktiež zaťažovaný tepelne, vysokými teplotami spalín v spaľovacom priestore motora. Charakter týchto zaťažujúcich účinkov je nárazový a cyklický sa opakuje. Mimo teplo, ktoré piest priamo zo spalín je tepelne zaťažovaný aj teplom, vznikajúcim pri trení piestu o stenu valca.



Obr. 2-10 Tvary piestov [14]

Na piest sú kladené vysoké požiadavky, ako:

- nízka hmotnosť
- veľká tuhosť a pevnosť
- tepelná odolnosť voči vysokým teplotám
- dobrá tepelná vodivosť
- malá tepelná rozťažnosť
- nízka cena

Najviac namáhané je dno piestu a horný mostík. Prestup tepla do piestu závisí na veľkosti kontaktnej plochy so spalínami. Odvod tepla z piestu do stien valca zabezpečujú piestne krúžky, mostíky medzi krúžkami a plášť piestu. Ak piest nie je chladený olejom, je veľká časť tepla z piestu odvádzaná cez piestne krúžky (vrátane mostíkov) a to až 60%. Plášťom je z piestu odvedených 30% tepla. Len malá časť tepla, asi 10%, je odvádzaná vzduchom z vnútornej strany piestu. Okrem prestupu tepla do stien valca je piest chladený aj čerstvou zmesou nasávanou do priestoru valca. Teplota bežných piestov zo zliatiny hliníku by nemala prekročiť 320°C, kedy dochádza k výraznému poklesu pevnosti materiálu. Vzhľadom k rozdielnej tepelnej rozťažnosti piestu a valca, musí byť piest vo valci vložený s určitou vôľou. Táto vôľa by mala byť za tepla čo možno najmenšia, z dôvodu obmedzenia prienikov spalín do kľukovej skrine, a tým aj zvýšenia účinnosti. [2]

2.6.2 Piestne krúžky

Základnou funkciou piestných krúžkov je utesnenie spaľovacieho priestoru, odvod tepla a riadenie výšky mazacej vrstvy medzi plášťom piestu a stenami valca. Piestne krúžky sú do valca vložené s predpäťm, aby dobre dosadali na stenu valca. Piestne krúžky sa delia podľa funkcie na tesniace a stieracie. Tesniace piestne krúžky sú umiestnené v hornej časti piestu a zabezpečujú tesnosť spaľovacieho priestoru. Podstatne sa podieľajú aj na odvode tepla z piestu do stien valca. Tesniace krúžky pracujú za ťažkých podmienok, hlavne prvý (horný) tesniaci krúžok je vystavený vysokej teplote. Stieracie piestne krúžky regulujú prívod oleja na povrch piestu a k tesniacim krúžkom. Stierajú prebytočný olej zo stien a odvádzajú ho do kľukovej skrine. Obmedzujú tým prenikanie oleja nad piest do spaľovacieho priestoru. U dvojtaktných motorov sa stieracie krúžky nepoužívajú. Piestne krúžky sú vybavené tzv. zámkom. Záмок piestneho krúžku umožňuje jeho nasadenie do drážky v pieste a jeho rozťahnutie pri ohreve. Najčastejšie sú vyrábané z ocele a povrchovo upravené (napr. povlakom). [4]

2.6.3 Piestny čap

Piestny čap prenáša silové účinky medzi piestom a ojnicou. V dôsledku premenného smeru a veľkosti zaťaženia od tlaku plynov a zotrvačných síl je piestny čap namáhaný na únavu. Relatívne malý vzájomný pohyb trecích plôch piestneho čapu, piestu a ložiska ojničného oka pôsobí nepriaznivo na ich mazanie. Piestny čap býva najčastejšie voľne uložený v pieste aj v oku ojnice a hovoríme o „plávajúcom“ piestnom čape. Aby sa obmedzilo klepanie studeného motora, je piestny čap uložený v pieste s malým presahom. K uvoľneniu piestneho čapu voči piestu dôjde až pri ohreve piestu v mieste uloženia na teplotu približne 110°C. Plávajúci piestny čap je zaistený proti posuvu poistnými krúžkami. [2]

2.6.4 Ojnica

Ojnica spája piest s kľukovým hriadeľom a svojím výkyvným pohybom mení priamočiary vratný pohyb piestu na točivý pohyb kľukového hriadeľa. Prenáša silu od tlaku plynu z dna piestu na kľukový hriadeľ, a tým vytvára krútiaci moment. Hlavné požiadavky kladené na ojnicu sú malá hmotnosť a veľká tuhosť. U štvortaktných motorov je hlavné namáhanie ojnice na ťah - tlak. U dvojtaktných motorov je hlavné namáhanie ojnice na tlak.

Ojnica sa skladá sa z:

- oka ojnice, v ktorom je uložený piestny čap
- hlavy ojnice, v ktorej je uložený kľukový čap
- tela ojnice, ktoré spája oko a hlavu ojnice

Oko ojnice sa vyrába ako nedelené a piestny čap je vsunutý do piestu aj oka ojnice. Hlava ojnice sa vyrába ako nedelená (dvojtaktné motory) alebo ako delená (štvortaktné motory). V zásade platí, že ak je hlava ojnice nedelená, musí byť delený kľukový hriadeľ (alebo opačne). Ojnice sa vyrábajú z veľmi kvalitného materiálu (chróm - niklová oceľ) kovaním v záпустke a s povrchovou úpravou.

2.6.5 Kľukový hriadeľ

Kľukový hriadeľ zabezpečuje spolu s ojnicou kinematický prevod priamočiareho vratného pohybu piestu na pohyb rotačný. Silové účinky sú časovo premenné a namáhajú kľukový hriadeľ hlavne na krut a ohyb. Konštrukcia kľukového hriadeľa zabezpečuje aj čiastočné vyváženie rotujúcich hmôt pomocou protizávažia. U štvortaktných motorov je kľukový hriadeľ využívaný aj k rozvodu mazacieho oleja do ojničných ložísk a je vyrábaný najčastejšie ako nedelený. U dvojtaktných motorov je kľukový hriadeľ vyrábaný ako delený a ramená sú nalisované na kľukový čap. (Pred zalisovaním musí byť na

kľukovom čape uložená ojnica.) Usporiadanie ramien kľukového hriadeľa je dané počtom valcov, konceptom motora (radové, vidlicové...) a požiadavkou na vyváženie zotrvačných síl. Ojnice sa vyrábajú z legovanej ocele kovaním a zušľachtené kalením, prípadne odlievané z šedej liatiny alebo oceľoliatiny. [4]

2.6.6 Blok valca a kľuková skriňa

Kľuková skriňa PSM slúži k uloženiu kľukového hriadeľa, a u motocyklových motorov býva väčšinou odliata vcelku s prevodovou skriňou. Blok valca slúži k uloženiu valcov a ich chladenie. U vzduchom chladených motorov je blok valca vybavený chladiacimi rebrami. Podľa prevedenia valca v bloku poznáme valec vložený a valec odliaty v jednom kuse s blokom valca. V súčasnosti sa často používa spoločný odliatok kľukovej skrine a bloku valca, ktorý sa nazýva motorový blok. Riešenie so samostatnou kľukovou skriňou a bloku valca sa stále bežne využíva u motocyklových motorov. U automobilových motorov je toto riešenie skôr výnimkou (napr. TATRA).

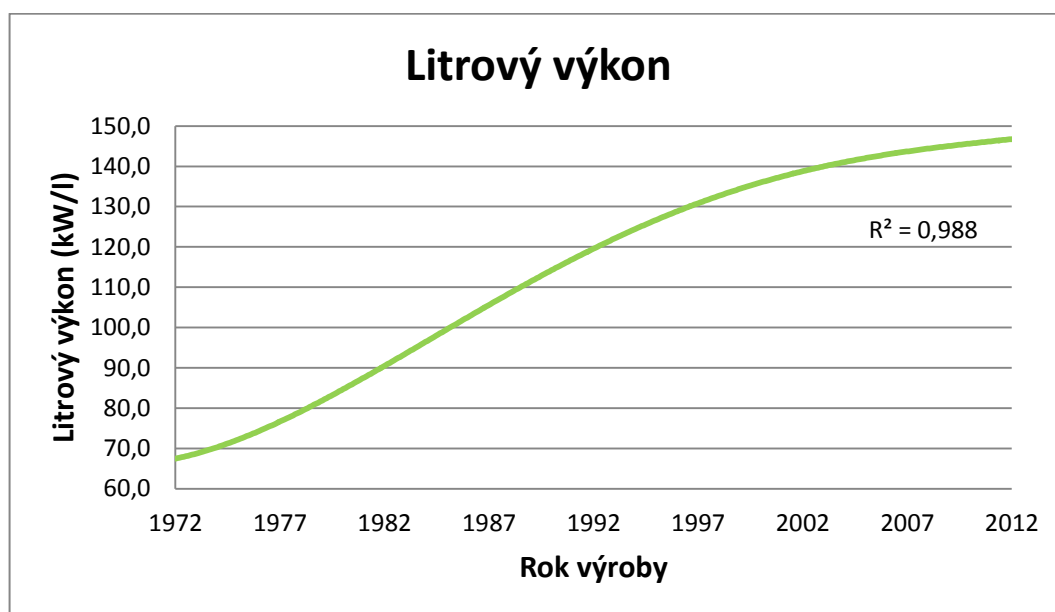
Kľuková skriňa spolu s blokom valca (resp. blok motora) a hlava valca vytvárajú základný nosný systém, slúžiaci k vyrovnávaniu vnútorných síl a momentov. Celok zachytáva taktiež vonkajšie sily pôsobiace za chodu motora. Ďalšou úlohou kľukovej skrine a bloku valca, (resp. bloku motora) je vytvorenie potrebných väzieb a prepojení systému mazania a chladenia. U vznetrových motorov sa blok motora vyrába zo šedej liatiny. Pre motory zážihové sa používajú zliatiny hliníka. [2] [7]

2.6.7 Hlava valcov

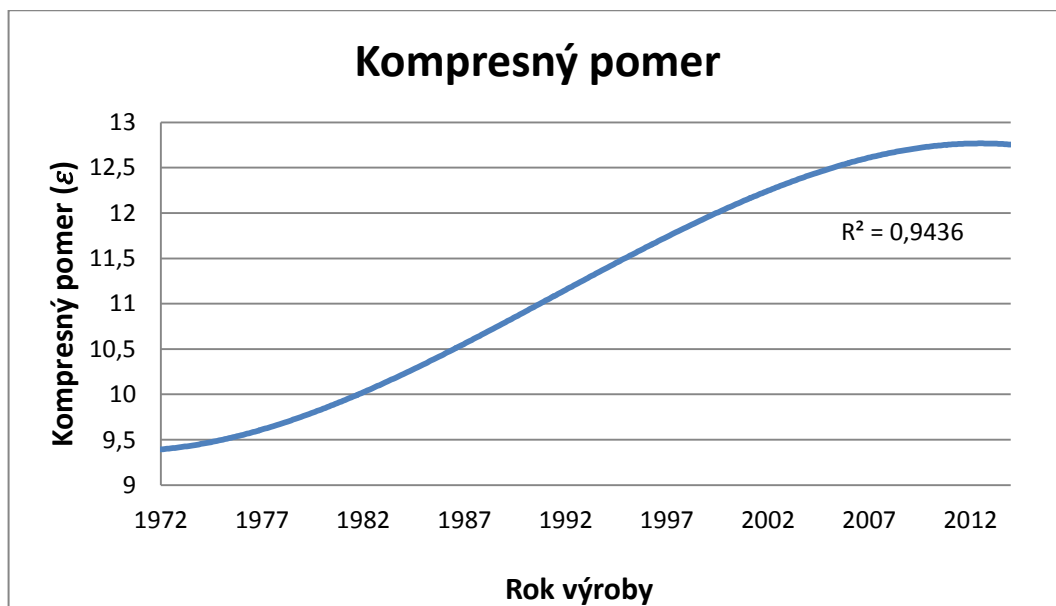
Hlava valca zachytáva tlak spalín a je pri tom značne mechanicky a tepelne namáhaná. Hlava valca PSM utesňuje spaľovací priestor a spoločne s dnom piestu vytvára vhodný tvar spaľovacieho priestoru. Obdobne ako blok valca býva chladená vzduchom alebo kvapalinou, čo výrazne ovplyvňuje jej konštrukciu. Je v nej umiestnená zapalovacia sviečka alebo vstrekoč paliva. Hlava valca klasického dvojtaktného motora je v porovnaní so štvortaktným motorom veľmi jednoduchá. U štvortaktných motorov musí konštrukcia hlavy zabezpečovať výmenu náplne valca, a preto sú v nej umiestnené sacie a výfukové kanály spolu s časťou rozvodového mechanizmu. Hlava valca je dnes najčastejšie vyrábaná z hliníkovej zliatiny a s vloženými sedlami ventilov. Požiadavkou je pri tom vysoká tvarová pevnosť.

2.7 Vývoj motocyklových motorov

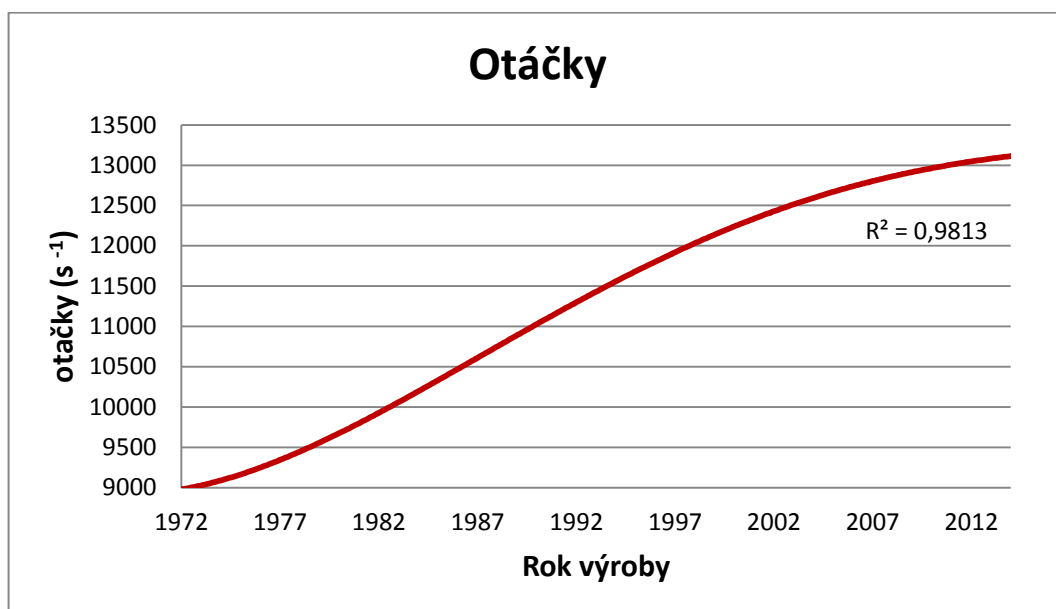
Štvortaktné motory mali spočiatku podobu nadštvorcových jednovalcových motorov. Toto riešenie bolo na vtedajšie technologické pomery najvýhodnejšie. Rozvoj nových technológií umožnil, aby sa postupne pri vývoji prešlo od jednovalcových motorov cez dvojvalcové motory, až k dnes už neodmysliteľným výkonným štvorvalcom s podštvorcovým pomerom zdvihu a vŕtania. Aby som zachytil vývoj výkonných štvortaktných štvorvalcových motorov, vytvoril som si tabuľku. Do nej som zaznamenával údaje ako: rok výroby, výkon motora, kompresný pomer, objem motora, otáčky pri maximálnom výkone, pomer zdvihu a vŕtania. Prieskum som robil na kategórii motocyklov z kategórie so zdvihovým objemom približne 750 cm³, pričom ako zdroj som použil internetovú databázu [13]. Zo získaných dát som spravil statické vyhodnotenie a získané body som preložil trendovou krivkou. Grafické znázornenie vývojových trendov je zachytené v nasledujúcich grafoch:



Obr. 2-11 Vývoj maximálneho výkonu v čase [autor]



Obr. 2-12 Vývoj kompresného pomeru v čase [autor]



Obr. 2-13 Vývoj maximálnych otáčok v čase [autor]

Keďže motory nemali úplne rovnaký zdvihový objem ($743 \div 749 \text{ cm}^3$), ich výkon som vzťahoval k takzvanému litrovému výkonu. Litrový výkon je výkon motora so zdvihovým objemom 1000 cm^3 a s rovnakými pomermi ako vzorový motor. Rast kompresného pomeru umožnil hlavne vývoj v petrochemickom odvetví a rast oktánového čísla palív. Zvýšeniu otáčok predchádzal výskum v oblasti metalurgie a vývoj nových materiálov.

3 Voľba základných parametrov motora

V nasledujúcej kapitole sa zaoberám voľbou základných parametrov navrhovaného motora. Pri návrhu musím dodržať určité podmienky, ktoré vychádzajú z použitia tohto motora. Aby bolo možné navrhovať motor bez použitia zložitých výpočtov a obrovskej spotreby času, použijem k optimalizácii simulačný softvér.

3.1 Podmienky a špecifikácie

Navrhovaný motor bude určený pre použitie v projekte študentská formula. Pri návrhu preto musím vychádzať zo špecifikácií daných pre túto súťaž. Použil som najnovšie pravidlá zverejnené na oficiálnej webovej stránke súťaže (Formula SAE® Rules 2015). Pravidlá pre túto súťaž sú značne rozsiahle, a preto uvediem len tie, ktoré sa týkajú priamo mnou navrhovaných častí motora:

- Motor, ktorý slúži na pohon vozidla formula SAE musí byť piestový, štvortaktný, tepelný motor so zdvihovým objemom nepresahujúcim 610 cm^3 . Motor môže byť v rámci pravidiel upravený. Ak je použitých viac motorov, celkový zdvihový objem nesmie presiahnuť 610 cm^3 a vzduch pre všetky motory musí prechádzať jedným obmedzovačom nasávaného vzduchu. Motor musí byť vybavený štartérom s manuálnym ovládaním.
- Sacie a výfukové potrubie musí byť pevne mechanicky spojené s motorom.
- Motor musí byť vybavený karburátorom alebo škrtiacou klapkou, pričom tieto môžu mať akýkoľvek dizajn, veľkosť a konštrukciu.
- Škrtiaca klapka musí byť ovládaná mechanicky od akceleračného pedálu pomocou lanovodu alebo tiahla. Použitie elektronického pedálu je zakázané. Mechanické ovládanie musí byť zdvojené a mať hladký chod bez zadrhávania.
- Vozidlo musí byť prevádzkované na palivo poskytnuté organizátorom súťaže (Bezolovnatý benzín s oktánovým číslom 94 ± 100). K poskytnutému palivu sa nesmie nič pridávať a tento zákaz zahŕňa aj okysličovacie látky ako oxid dusný.
- Za účelom obmedzenia výkonu je použitý kruhový obmedzovač nasávaného vzduchu (tzv. restriktor). Musí byť umiestnený v sacom trakte medzi škrtiacou klapkou a motorom tak, aby vzduch prúdiaci do motora prechádzal týmto obmedzovačom. Priemer tohto obmedzovača je stanovený na 20 mm a nesmie byť prekročený.

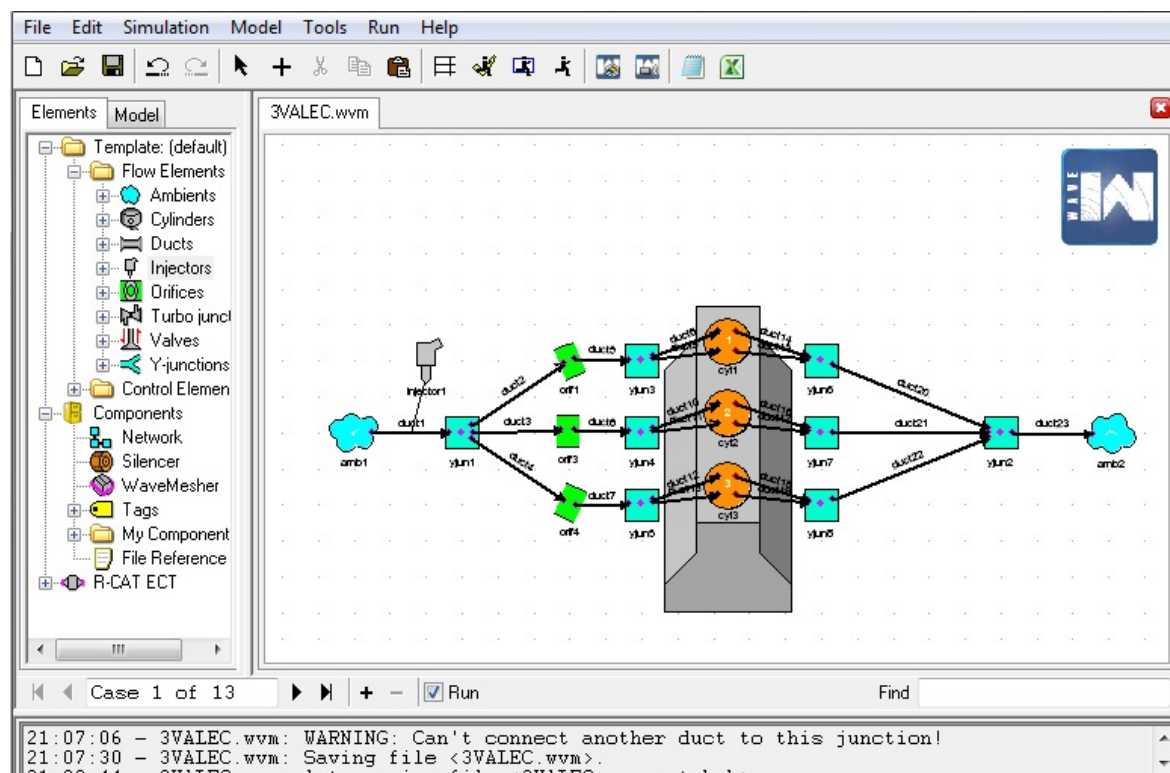
3.2 Simulačný model motora

Používanie simulácií dynamiky prúdenia v motore je dnes neodmysliteľnou súčasťou vývoja a optimalizácie spaľovacích motorov. Hovoríme o tzv. 1-D modeloch. Na univerzitách sa používa lacnejší simulačný program Lotus Engine Simulation, ktorý je pre simuláciu jednovalcových motorov dostupný úplne zadarmo. Najpoužívanejšie sú dnes dva drahšie a výkonnejšie softvéry, a to: GT-Power a Ricardo Wave. Vzhľadom k poskytnutým možnostiam som v tejto práci použil softvér Ricardo Wave 8.

Program Ricardo Wave je založený na analýze prúdenia v sieti potrubí a rozvetveniach, medzi ktoré sú vkladané podsystémy ako sú napr. valce, kompresory a ďalšie. Simulačný program sa skladá z troch častí. Časť tvorby modelu tzv. pre-processor. Časť výpočtu modelu tzv. solver. Časť analýzy výsledkov tzv. post-processor.

Pre processor

Táto časť nazvaná Wave Build sa používa k vytvoreniu modelu. Definujú sa v nej siete potrubí, geometria a všetky charakteristické znaky simulovaného motora. V ľavej časti je lišta, v ktorej sú umiestnené všetky súčasti, ktoré je možné do modelu vložiť. V pravej časti je vizuálna podoba simulačného modelu.



Obr. 3-1 Pracovné prostredie Ricardo Wave [autor]

Solver

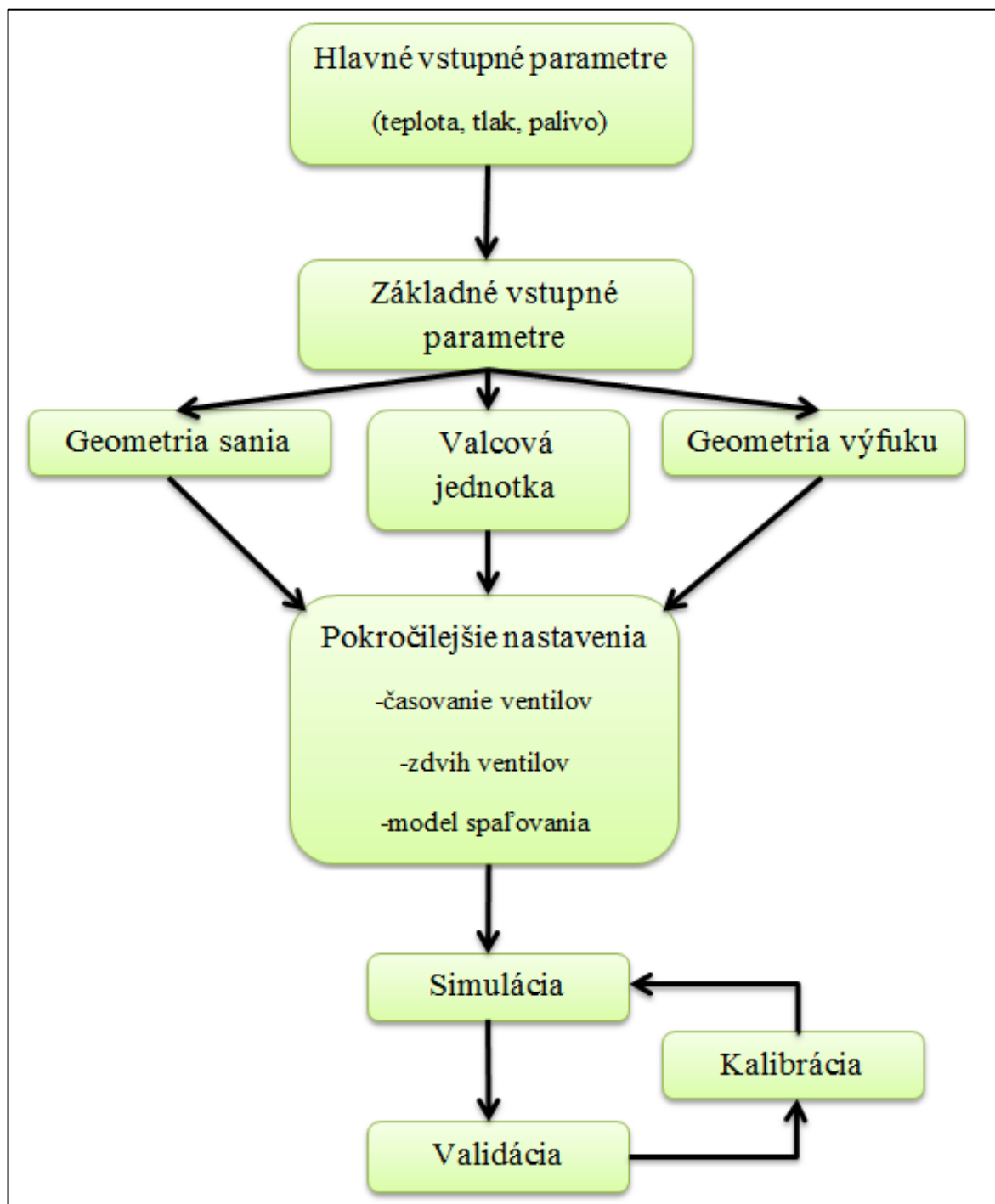
Keď máme vytvorený a zadaný model motora, môžeme spustiť výpočtovú časť. Výpočtovú časť modelu zaistuje Solver. Priebeh výpočtu je realizovaný v okne typu DOS a nie je tak interaktívny. V prípade výskytu chyby je simulácia zastavená a program upozorní riešiteľa na chybu prostredníctvom chybového hlásenia.

Post-processor

Po úspešnom skončení simulácie sa vytvorí súbor, ktorý obsahuje všetky potrebné informácie k vyhodnoteniu simulácie. Prostredníctvom modulu Wave Post sú informácie získané simuláciou interpretované zadávateľovi. V tomto prostredí je k dispozícii množstvo charakteristík simulovaného motora. Pre moju potrebu je najpodstatnejšia výstupná otáčková charakteristika motora.

3.2.1 Teória tvorby modelu

Ako prvé je nutné zadať základné vstupné parametre. Patrí medzi ne sústava používaných jednotiek, v ktorých budú zadávané jednotlivé parametre a dĺžka simulácie. Ďalej definujeme základnú geometriu všetkých potrubí a valcovej jednotky. Pri nastavení valcovej jednotky je nutné zadať aj ďalšie parametre ako prestup tepla, parametre horenia, koeficienty trenia... Po nastavení základných parametrov je potrebné nastaviť ďalšie pokročilejšie parametre ako prúdenie zmesi, zdvih ventilov, časovanie ventilov. Postupne celý model zostavujeme, pričom musíme dodržiavať konvenciu a postupovať zľava doprava (od sania po výfuk). Po nastavení všetkých parametrov a zostavení modelu môžeme spustiť simuláciu. Program Ricardo používa výpočty vychádzajúce zo stavovej rovnice a zákona zachovania hmoty a energie. Nasledujúci obrázok popisuje proces tvorby všeobecného modelu. [9]



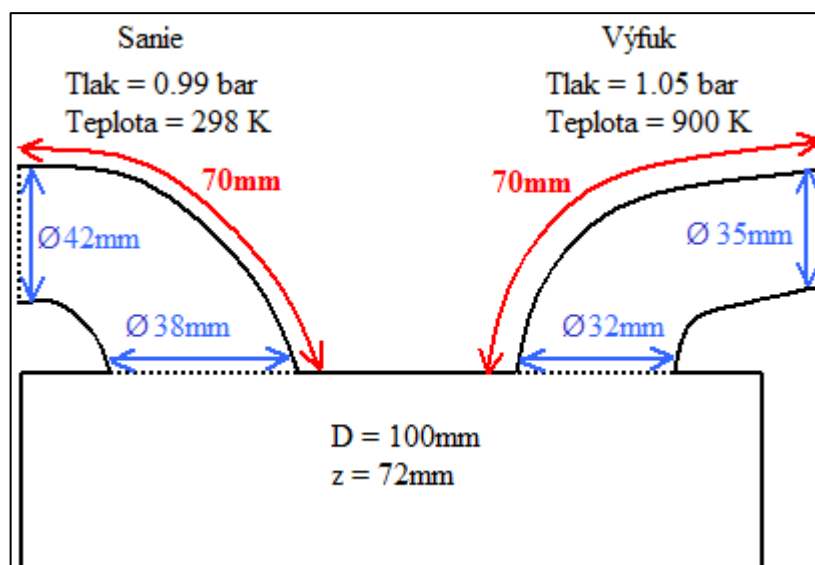
Obr. 3-2 Schéma tvorby simulačného modelu [9]

3.2.2 Tvorba konkrétneho modelu

Na začiatku tvorby modelu je dobré prispôbiť si prostredie, v ktorom sa ďalej pracuje, ako napríklad názov simulácie alebo vytvorenie zložky, kde sa budú súbory ukladať. Ricardo umožňuje nastaviť dobu automatického uloženia, pričom základná hodnota je 10 minút. Ako ďalšie je nutné zadať základné vstupné parametre: jednotky, v ktorých budem zadávať údaje, typ paliva (v tomto prípade benzín) a počet simulačných cyklov. Keďže nevieme, kedy simulácia začne konvergovať, zvolím obvyklú hodnotu 30 cyklov. K tvorbe počiatočného modelu použijem vopred známe parametre jednovalcového motora z motocykla Husaberg FE 570.

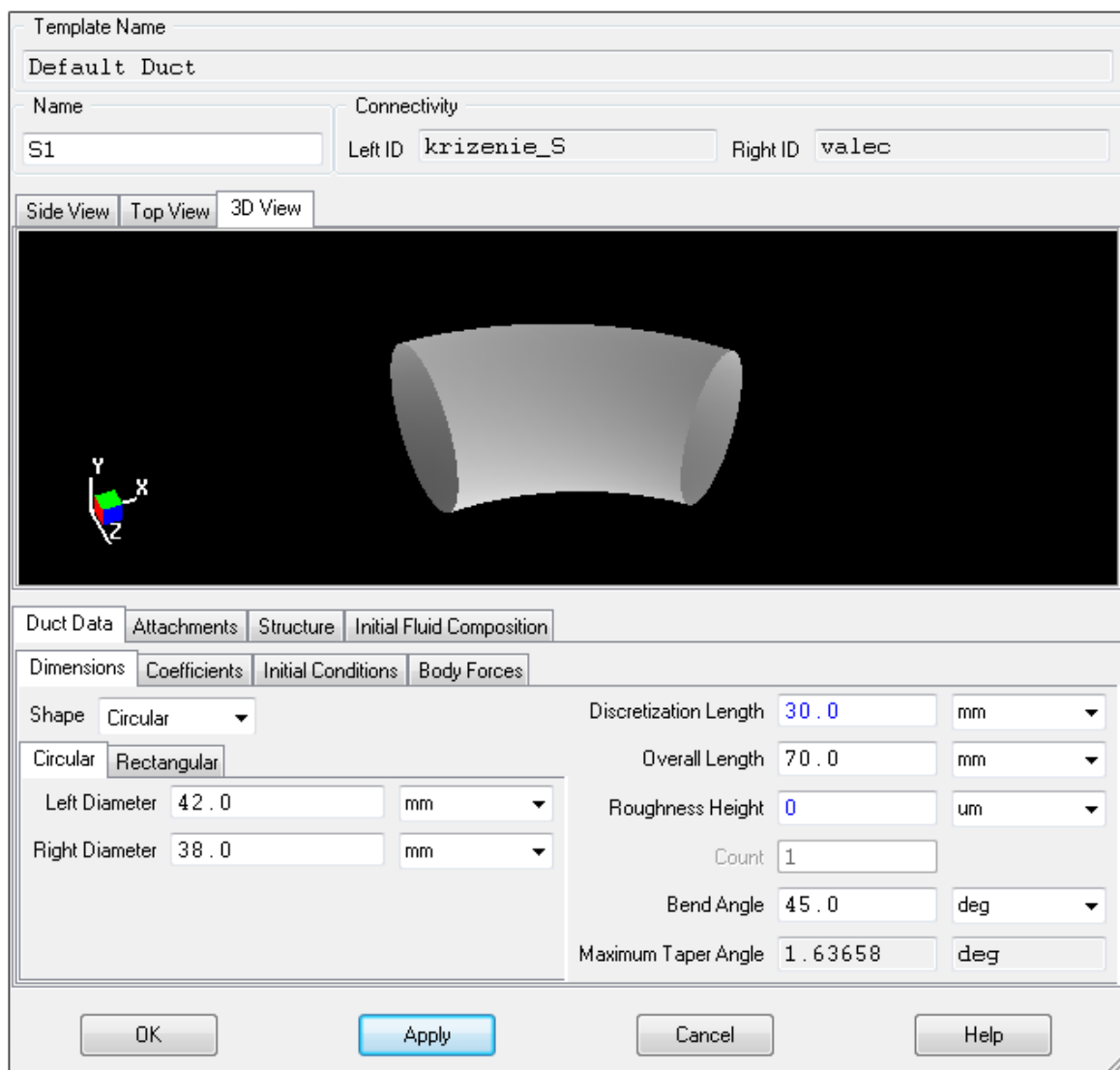
Hlava valca

V prvom kroku tvorby sa vkladá do modelu valcová jednotka „cylinder“, ktorej nastavenie zatiaľ ponecháme nevyplnené. Pripojenie sacích a výfukových kanálov vytvoríme pomocou prvkov potrubí „duct“ a krížení „Y-junction.“ V oboch prípadoch je potrebné nadefinovať všetky potrebné parametre a kompletnú geometriu. Popis geometrie sa zadáva podľa skutočného motora Husaberg a je zobrazený na obr. 3-3.



Obr. 3-3 Popis geometrie motora [autor]

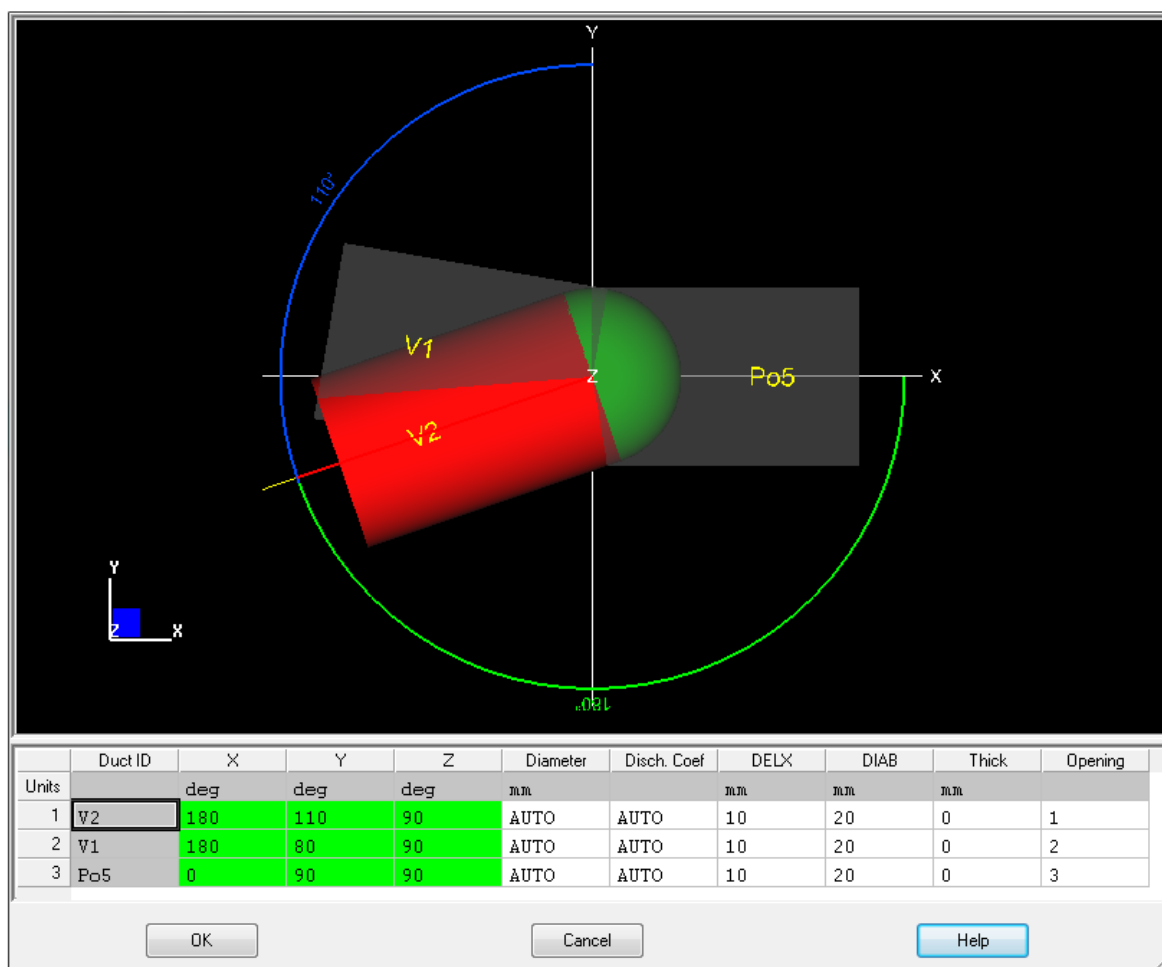
Parametre sa definujú v dialógovom okne, ktoré sa objaví po rozkliknutí konkrétneho prvku. V okne pre nastavenie potrubia sa zadáva začiatkový priemer, konečný priemer a dĺžka potrubia. Pri výbere tvaru potrubia zadávame konkrétny ohyb v stupňoch. Výber profilu nám ponúka možnosť voľby kruhového alebo obdĺžnikového potrubia. Príklad nastavenia je na obr. 3-4.



Obr. 3-4 Dialógové okno pre nastavenie potrubia [autor]

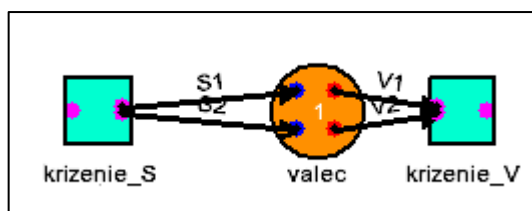
Ricardo umožňuje rozdeliť každé potrubie na viac malých častí, ktoré sa počítajú samostatne. Táto tzv. diskretizačná hodnota sa volí s ohľadom na priemer valca. Čím je táto hodnota menšia, tým presnejšie výsledky dosiahneme. Nevýhodou je však dlhší výpočtový čas. Obvyklá hodnota pre potrubie sania sa volí ako $d_s = 0,45 \cdot D$ a pre potrubie výfuku sa volí táto hodnota ako $d_f = 0,55 \cdot D$. Vzhľadom k tomu, že modelujem jednovalcový motor z nie príliš komplikovanou štruktúrou, volím tieto hodnoty menšie ako sú obvyklé. Ďalšie povinné parametre, ktoré sa v prvkoch potrubia nastavujú, sú koeficient trenia a koeficient prestupu tepla. Nakoniec nastavíme okrajové podmienky, ktoré nám softvér ponúka (teplota a tlak). Analogicky definujeme všetky sacie a výfukové kanály. Modelovaný motor používa 4-ventilovú technológiu a je tak potrebné nadefinovať celkom štyri potrubia. Dva sacie potrubia majú zhodné parametre a spájajú na výstupe z valca do jedného väčšieho priemeru a je nutné vložiť do modelu prvok kríženia. Kríženie sa

nastavuje podobným spôsobom ako prvok potrubie. Vyžaduje ešte naviac nastavenie uhlov a vzdialeností vstupujúcich (resp. vystupujúcich) častí. Rovnaký postup uplatníme aj v prípade výfukového potrubia. Príklad nastavenia prvku kríženia je na obr. 3-5.



Obr. 3-5 Dialógové okno pre nastavenie vstupov a výstupov kríženia [autor]

Model hlavy valca je nadefinovaný a jeho grafické znázornenie je na nasledujúcom obrázku:



Obr. 3-6 Nadefinovaný model hlavy valca [autor]

Po zadefinovaní všetkých parametrov hlavy valca, postupuje v zmysle konvencie a môžeme prejsť na definíciu sacieho traktu.

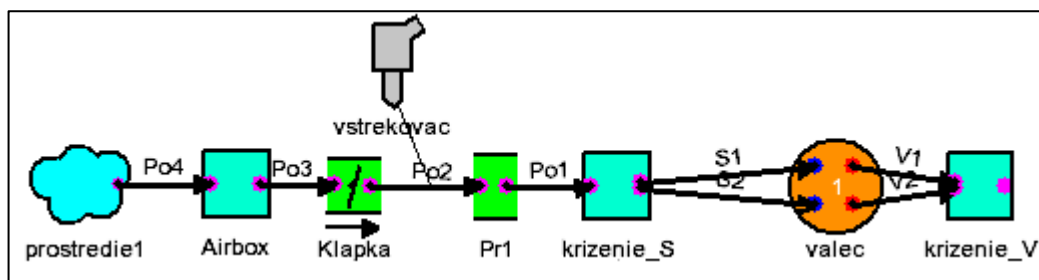
Sací trakt

Začneme vložení prvku „ambient“, který představuje okolité prostředí. K tomuto prvku sa pripájajú sústava sania tvorená z prvkov potrubí, kríženia, prechodov (prvok „orifices“) škrtiacej klapky (prvok „throttle valve“) a vstrekovania paliva (prvok „injector“). Postup nastavenia prvkov potrubia a kríženia je analogický ako v nastavení hlavy valca. Prvok kríženie je v tomto prípade použitý ako jednoduchá ustáľovacia komora. V nastavení okolitého prostredia definujeme tlak a teplotu podľa predpisu o meraní výkonu 80/1269 EHS. Teplota vzduchu 298K (25°C) a tlak 0,99 kPa. Prechody slúžia len k zmene priemeru potrubia a neponúkajú rozšírené nastavenia. Po rozkliknutí dialógového okna škrtiacej klapky nastavíme uhol otvorenia na 90° a priradíme k nej klapku, ktorú je potrebné najskôr vytvoriť. Klapku vytvoríme v záložke „Valves“ a vyberieme z ponuky možnosť „butterfly“. Nastavíme tu priemer klapky, priemer osky a minimálny uhol natočenia. Príklad nastavenia je na obr. 3-7.

The screenshot shows a software dialog box for configuring a throttle valve. It includes input fields for valve number, geometry (bore and shaft diameters, minimum plate angle), calculated values (actual plate angle, valve angle for maximum open area, maximum and actual open areas, equivalent diameter), and flow coefficient profiles. A diagram on the right illustrates the valve geometry with labels for 'Minimum Angle', 'Angle', and 'Shaft Diameter'. The 'OK', 'Cancel', and 'Help' buttons are at the bottom.

Obr. 3-7 Dialógové okno pre nastavenie škrtiacej klapky [autor]

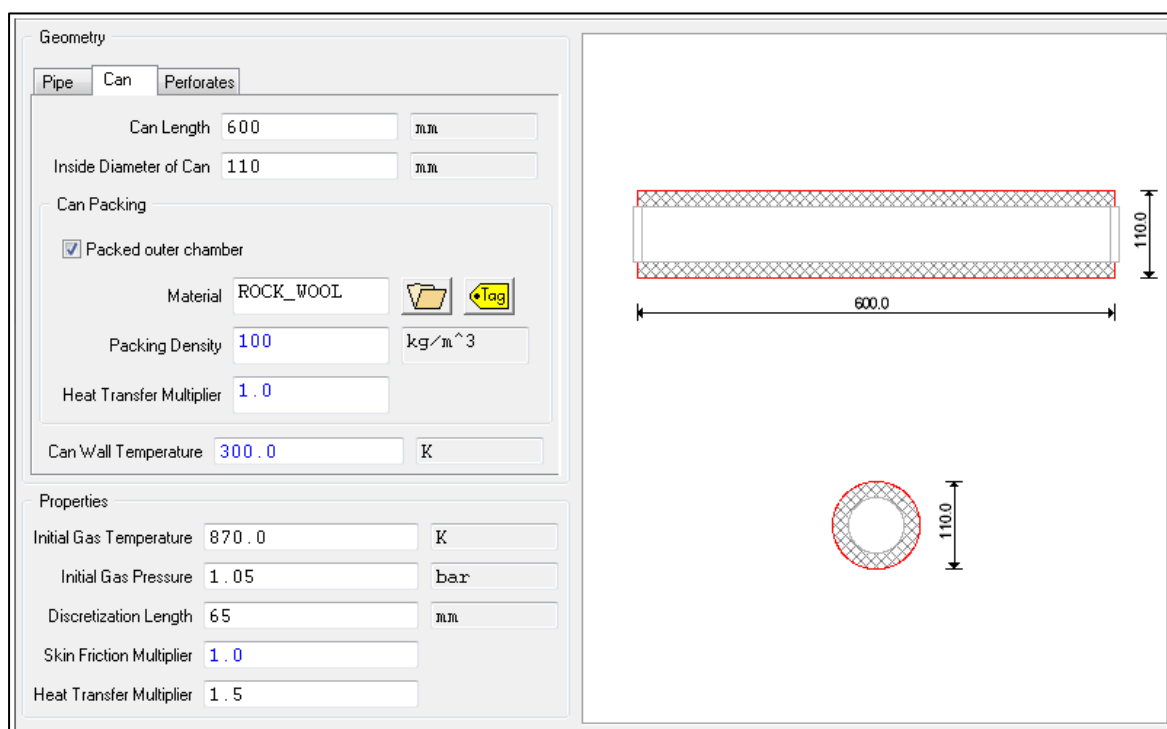
Posledným prvkom sacieho traktu je vstrekovanie paliva, ktorý sa pripojí k požadovanému potrubiu a nastaví sa jeho vzdialenosť od konca potrubia a uhol umiestnenia. Ďalším nastavením je pomer vstrekovaného paliva k nasávanému vzduchu. Volím zmiešavací pomer 1:14 čo reprezentuje mierne bohatú zmes s $\lambda = 0,95$. Po nastavení poslednej súčasti máme namodelovaný kompletný sací trakt. Model hlavy valca so sacím traktom znázorňuje obr. 3-8.



Obr. 3-8 Nadefinovaný model hlavy valca so sacím traktom [autor]

Výfukový trakt

Výfukový trakt je tvorený prvkami potrubí a prechodov, ktoré sú nastavované rovnakým spôsobom ako v predchádzajúcich prípadoch. Ďalším prvkom tejto časti je tlmič výfuku („silencer“), ktorý je v časti voliteľných komponentov. Tento prvok je nutné najskôr zadefinovať a až následne vložiť do modelu. V nastavení výfuku sa zadávajú vonkajšie a vnútorné geometrické rozmery tlmiča, teplotné a tlakové pomery tlmiča, koeficienty trenia a koeficienty prestupu tepla. Nastavenie je rozdelené na vonkajší obal tlmiča a vnútorné potrubie. Posledným parametrom tlmiča je nastavenie vlastností tlmiaceho materiálu. Všetky nastavované hodnoty sú prezentované jednoduchou, ale prehľadnou grafikou, ktorá sa po zmene hodnoty okamžite aktualizuje. Príklad nastavenia tlmiča je na obr. 3-9.

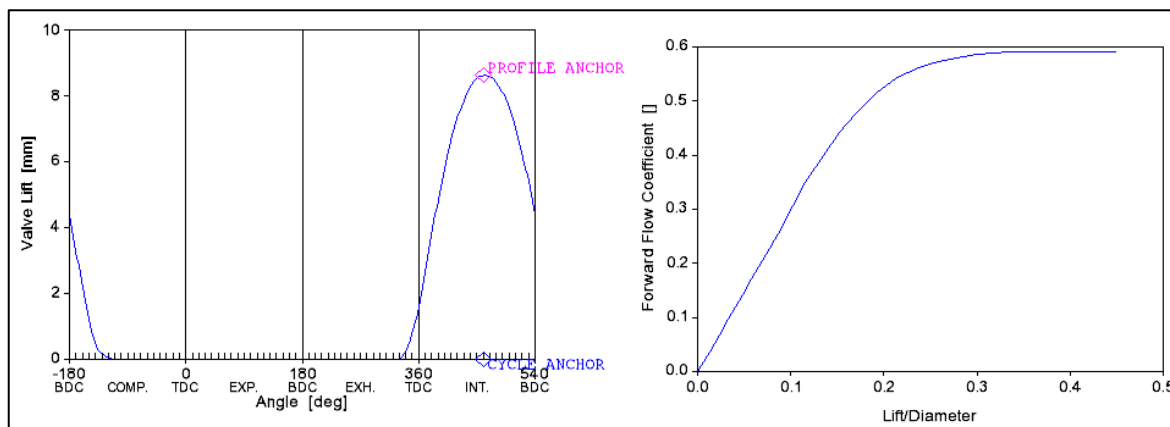


Obr. 3-9 Dialógové okno pre nastavenie výfukového tlmiča [autor]

Na koniec výfukového traktu je zaradené okolité prostredia, v ktorom opäť definujeme tlak a teplotu podľa predpisu o meraní výkonu 80/1269 EHS. Kompletne zostavený model je na obr. 3-13.

Rozvod pracovnej látky

Po zostavení modelu môžeme prejsť k pokročilejším nastaveniam. Ako prvé je potrebné zadefinovať sacie a výfukové ventily. Ventil vytvoríme v záložke „Valves“ a vyberieme z ponuky možnosť „lift“. Základným parametrom je priemer sedla ventilu. Ďalším parametrom je definovanie zdvihu ventilu vzhľadom k natočeniu kľukového hriadeľa. Po nadefinovaní zdvihových kriviek je potrebné definovať prietokové koeficienty, ktoré sú buď stanovené prietokovou skúškou, alebo ich pomocou simulácie odhadnúť. Po nastavení sacieho ventilu analogicky nastavíme aj výfukový ventil. Príklad zdvihovej krivky a priebeh prietokového koeficientu je na obr. 3-10.



Obr. 3-10 Zdvihová krivka sacieho ventilu (vľavo) a priebeh prietokového koeficientu (vpravo) [autor]

Nastavenie valcovej jednotky

Ako posledné definujeme valcovú jednotku v dialógovom okne pre cylinder. Najskôr priradíme sacie a výfukové ventily k príslušným kanálom. Následne prejdeme k hlavnému nastaveniu valcovej jednotky. Tu je nutné definovať priemer valca, zdvih piestu, dĺžku ojnice, kompresný pomer, taktnosť motora a koeficienty mechanických strát. Aby sme mohli sledovať parametre v rôznom otáčkovom spektre, definujeme si otáčky motora ako premennú z názvom „SPEED“. Túto hodnotu uvedieme do karty konštánt a priradíme jej konkrétne hodnoty od 2000 do 13 000 min^{-1} s krokom 500 min^{-1} .

Ako posledné parametre definujeme termodynamický model horenia. Ďalšou premennou bude „alfa“, ktorá udáva dobu horenia v uhlových stupňoch natočenia kľukového hriadeľa

vzhľadom k otáčkam motora. Jej hodnoty vypočítame pre každé otáčky zvlášť pomocou vzťahu:

$$\alpha = 20 \cdot \left(\frac{D}{z}\right) + 0,6 \cdot \left(\frac{n \cdot z}{30} - 11\right) \quad [^\circ] \quad (3.1)$$

- Kde:
- D ... priemer valca (m)
 - z ... zdvih piestu (m)
 - n ... otáčky motora (min^{-1})

K výpočtu priebehu horenia sa používa Wiebeho funkcia, ktorá ma nasledovný tvar:

$$W = 1 - e^{(-\alpha \frac{\varphi}{\varphi_b})^{m+1}} \quad (3.2)$$

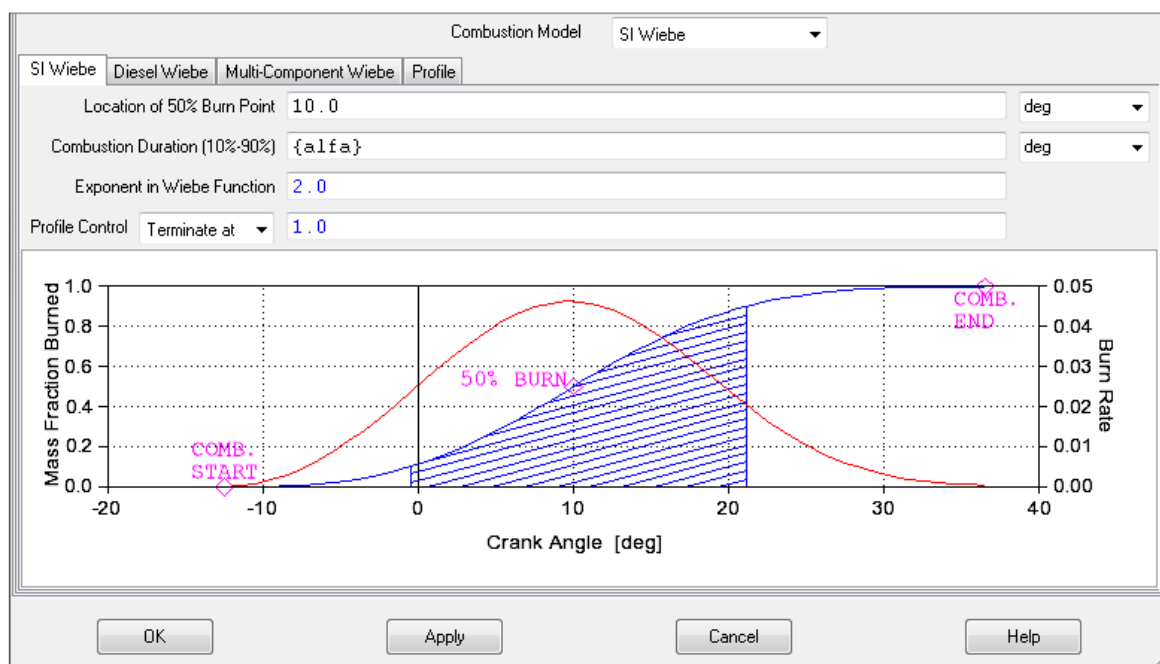
- Kde:
- α ... koeficient wiebeho funkcie (podiel nespáleného paliva vo valci)
 - m ... koeficient wiebeho funkcie (charakterizuje priebeh horenia vo valci)
 - φ ... aktuálny uhol od začiatku horenia
 - φ_b ... celkový uhol horenia

Experimentálne boli zistené hodnoty koeficientov pre rôzne palivá, ktoré sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

Tab. 1 Koeficienty [9]

| Palivo | α | m |
|--------------|----------|-----|
| Benzín | 10 | 2 |
| Metylalkohol | 10 | 2 |
| Nafta | 6,9 | 0,5 |
| Metán | 5 | 2,2 |

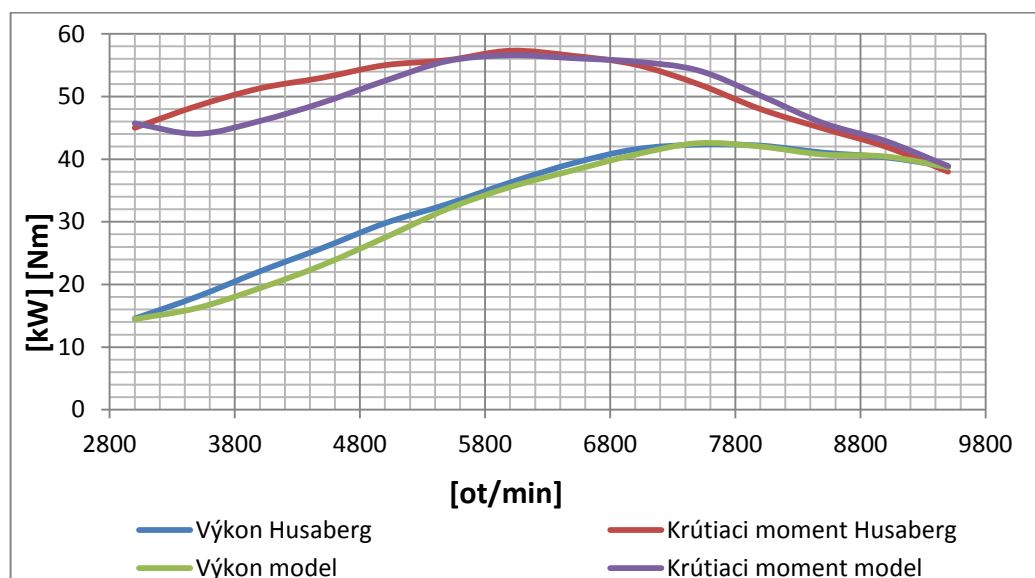
Hodnotu, kedy je spálených 50% paliva volím vzhľadom k použitému palivu 10° za HU a exponent volím rovný 2. Priebeh Wiebeho funkcie zo zadanými parametrami je vidieť na obr. 3-11.



Obr. 3-11 Výsledný priebeh Wiebeho funkcie [autor]

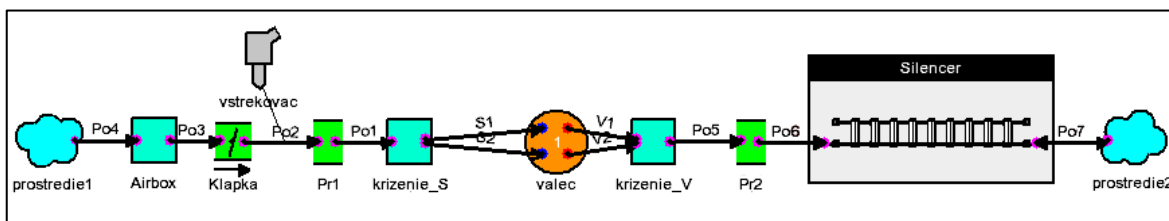
Týmto krokom sme dokončili tvorbu prvotného modelu a môžeme tak pristúpiť k samotnej simulácii. Zámerne neuvádzam konkrétne hodnoty zadávané v priebehu tvorby. Tieto hodnoty sú uvedené v prílohách na CD .

Po simulácii som výsledky otáčkovej charakteristiky porovnal s charakteristikou skutočného motora. Výsledky neboli v rámci prijateľnej odchýlky podobné, a preto nastala fáza kalibrovania modelu. Zmeny nastali v oblasti, kde boli použité prednastavené hodnoty, pretože údaje o skutočnom motore neboli k dispozícii. Najpodstatnejšie zmeny sa týkali trecích strát a drobných úprav niektorých potrubí. Výsledkom bol model, ktorého charakteristika sa v dostatočnej miere podobala skutočnej charakteristike.

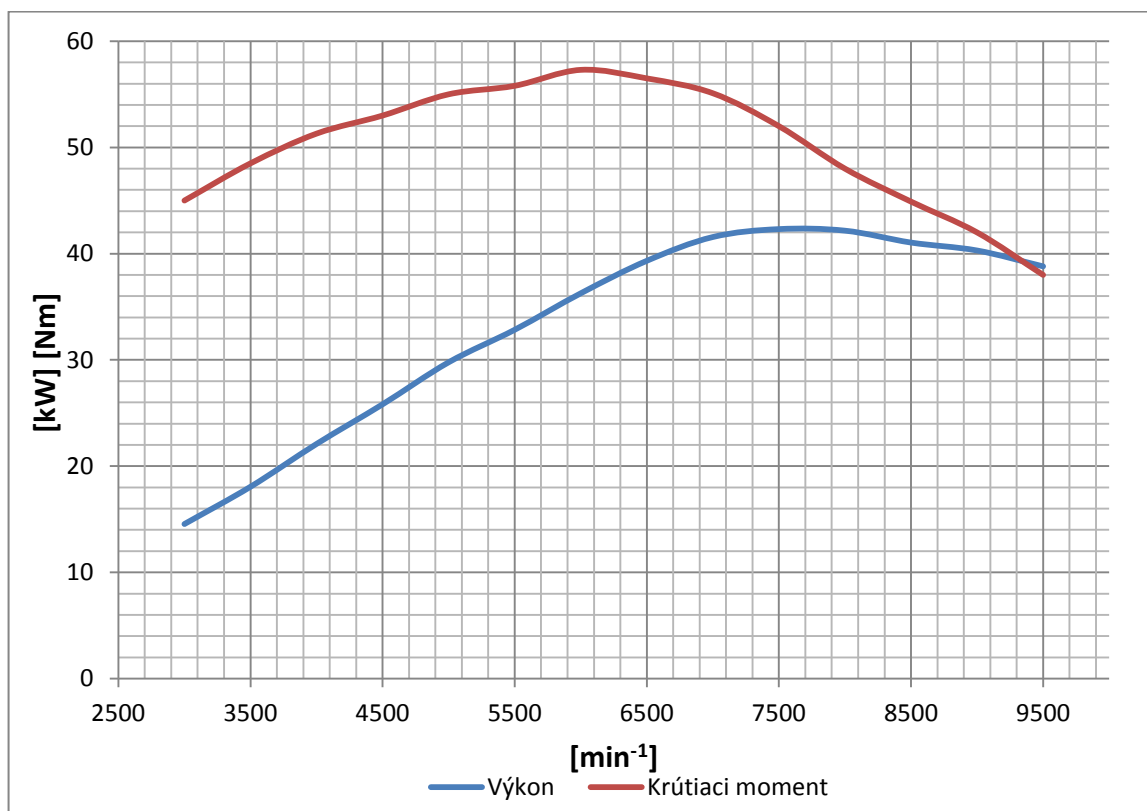


Obr. 3-12 Porovnanie priebehov skutočného motora a modelu [autor]

Priemerná absolútna odchýlka výkonu vyšla 1,02kW, čo činí rozdiel 3,2%. Priemerná absolútna odchýlka krútiaceho momentu vyšla 1,83 Nm, čo činí rozdiel 3,7%. Lepšej zhody je možné dosiahnuť podrobnejšou optimalizáciou hlavne v oblasti nasávania vzduchu. Vzhľadom k tomu, že cieľom mojej práce nie je maximalizovať zhodu modelu a skutočného motora v oblasti parametrov, považujem tento model za dostatočne presný.



Obr. 3-13 Kompletný model motora Husaberg 570 [autor]

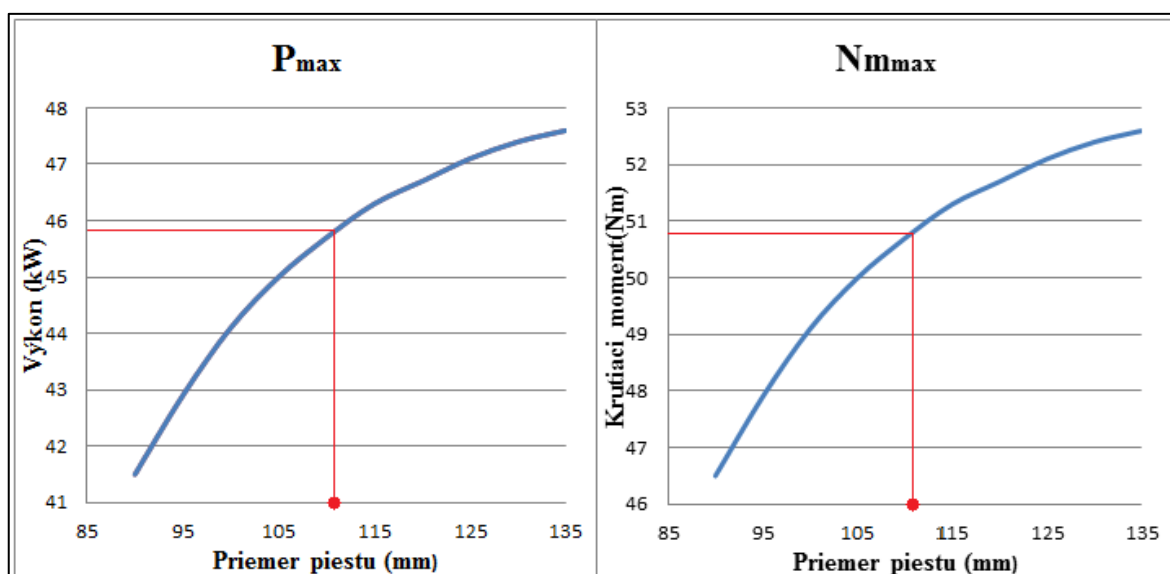


Obr. 3-14 Otáčková charakteristika modelu motora Husaberg 570 [autor]

3.3 Stanovenie parametrov

Základný model motora Husaberg FE 570 som následne začal upravovať pre potreby vo vozidle Formula SAE. Prvou zmenou bolo zvýšenie kompresného pomeru na 13:1. Tento pomer zabezpečí zvýšenie výkonu a nedôjde pri tom k detonačnému horeniu. Ďalšia zmena sa týkala časovania sacích a výfukových ventilov. Taktiež som použil

vačkové hriadele zo strmým priebehom zdvihu ventilov tzv. „ostré vačky.“ Vzhľadom k tomu, že uvedený motor Husaberg má zdvihový objem 565cm^3 a pravidlá súťaže dovoľujú použiť motor zo zdvihovým objemom do 610cm^3 , bolo potrebné zvýšiť tento objem. Najskôr som ale zmenou dĺžky sacích a výfukových potrubí zvýšil otáčky pri maximálnom výkone na 11000min^{-1} . Túto hodnotu som si stanovil ako východiskovú a na túto hodnotu otáčok sa v ďalšom priebehu budem snažiť maximalizovať výkon motora. Takto upravený motor som použil k stanoveniu pomeru medzi zdvihom a priemerom piestu a jeho postupnou zmenou som získal potrebné údaje. Zdvih som vždy prispôbil tak, aby som maximálne využil povolený objem 610cm^3 . Ostatné parametre motora sa nemenili. Všetky dnes používané výkonné pretekárske motory pracujú s podštvorcovým zdvihovým pomerom, a preto som sa pri návrhu uberal rovnakým smerom. Závislosť medzi priemerom piestu a výkonom motora (krútiacim momentom) je na obr. 3-15.



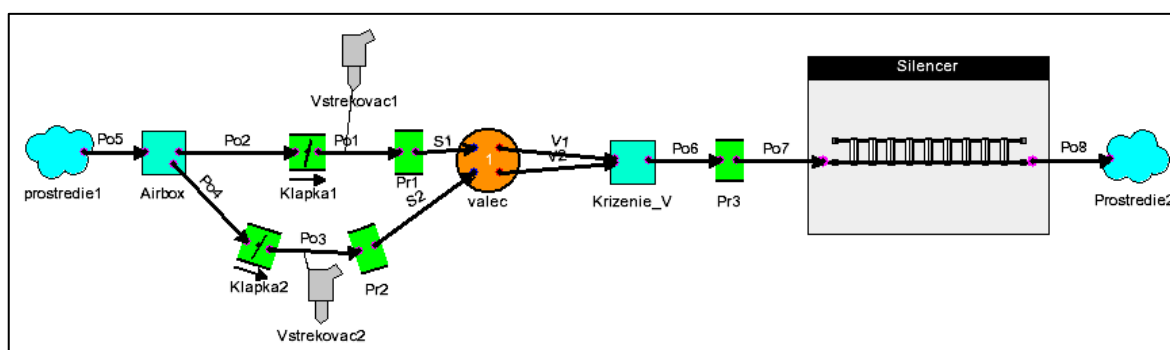
Obr. 3-15 Závislosť výkonu a krútiaceho momentu na priemere piestu [autor]

Je zrejme, že zo zvyšovaním priemeru piestu rastie výkon aj krútiaci moment. Tento údaj je len teoretický a v praxi prináša zvyšovanie priemeru piestu od určitej hodnoty veľké technické problémy. Do priemeru 110mm sa dá považovať nárast výkonu za približne lineárny (spoľahlivosť preloženia $R=0,98$) a táto hodnota je aj prakticky prijateľná.

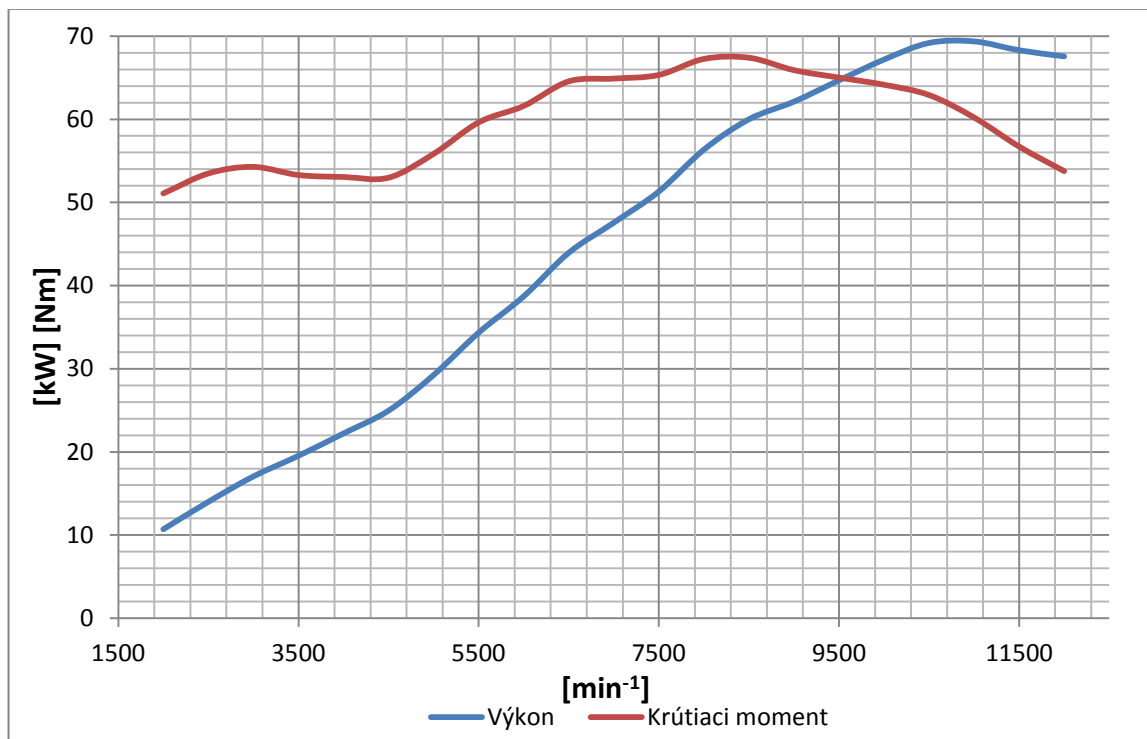
Aby som lepšie rozhodol o zdvihovom pomere, zisťoval som, aký pomer používajú výrobcovia pre výkonné sériové motocykle. V danom zdvihovom objeme sa ale výkonné sériové jednovalce prakticky nevyrábajú. Ako najvhodnejšiu variantu som vybral motocykel Ducati Panigale 1199 (rok 2013), ktorá má dvojvalcový motor s objemom 1198cm^3 . Na jeden valec pripadá objem 599cm^3 a otáčkové spektrum je podobné tomu môjmu. Tento motor má priemer piestu 112 mm a zdvih 60,8 mm. Hodnota vŕtania je len

o málo vyššia ako 110mm a preto som sa rozhodol použiť zhodný priemer ako uvedený motocykel. Aby som dosiahol požadovaný zdvihový objem, zvýšil som zdvih piestu na 61,9 mm. Efektívne plnenie valca čerstvou zmesou som dosiahol zväčšením priemeru sacích a výfukových ventilov. Zvolil som priemer sacích ventilov s hodnotu 43,5 mm a priemer výfukových ventilov 38,2 mm. Upravené boli aj priemery sacích a výfukových kanálov.

Chcel som, aby sa jazdec pohyboval v rozmedzí 8000÷11000 otáčok za minútu. Výkon motora som preto začal ladiť na toto rozmedzie otáčok. Na vrchnej hranici tohto spektra má byť výkon maximálny a obmedzovač otáčok sa aktivuje pri hodnote 12000 min^{-1} . Postupne som skúšal meniť počty, usporiadanie a tvary výfukových aj sacích potrubí. Ako najvhodnejšie usporiadanie som zvolil dve samostatné sacie potrubia a pre odvod spalín som zvolil jedno výfukové potrubie. Výsledné usporiadanie je na obr. 3-16.

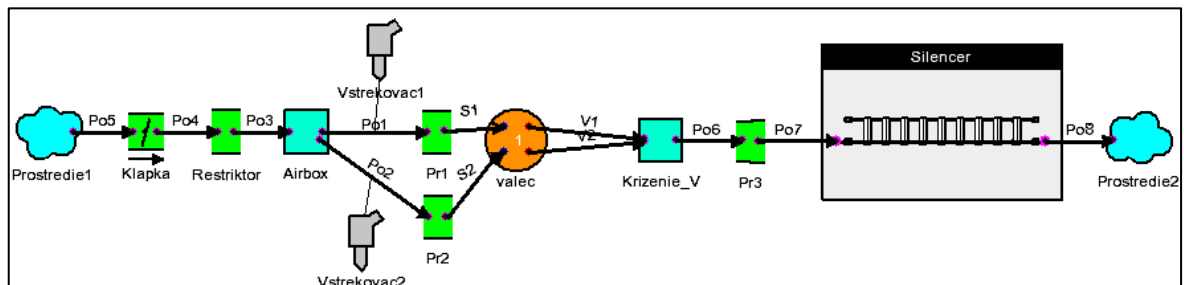


Obr. 3-16 Výsledný model motora bez restriktora [autor]

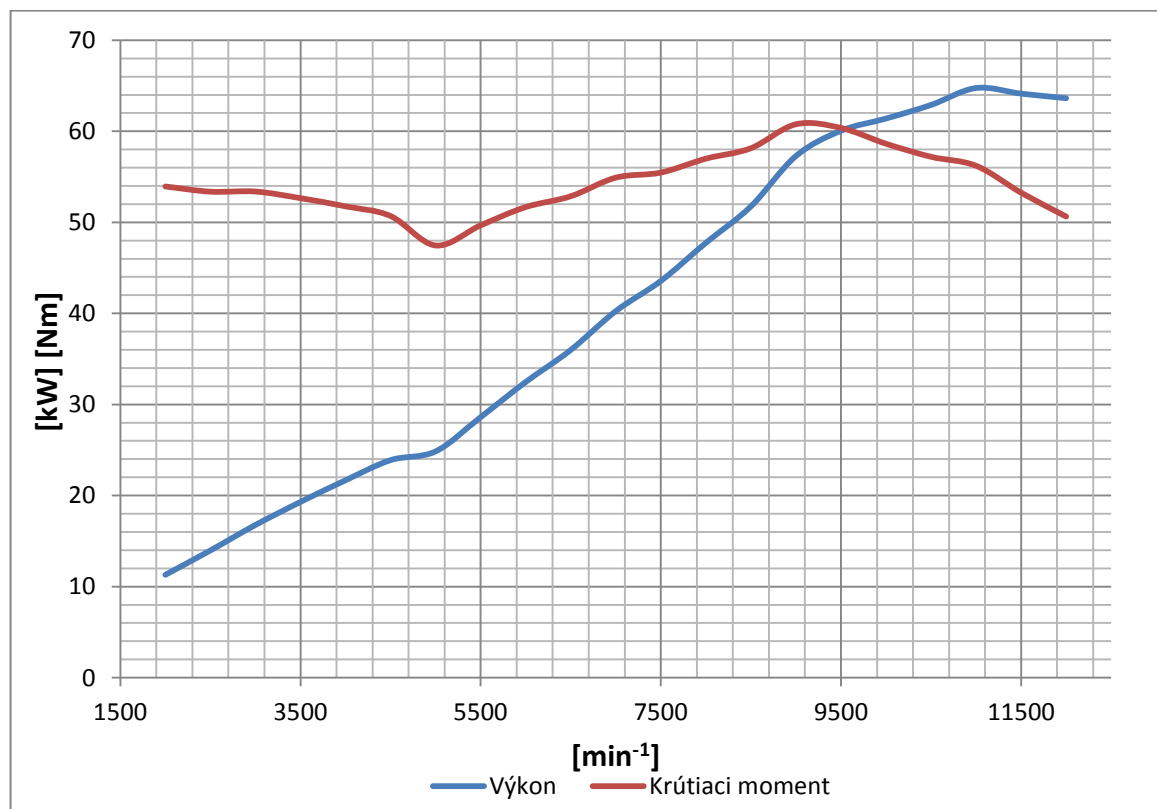


Obr. 3-17 Otáčková charakteristika modelu motora bez restriktora [autor]

Upravený a naladený motor dosahuje maximálny výkon 69,4 kW pri 11000 min⁻¹ a maximálny krútiaci moment 67,3 Nm pri 9000 min⁻¹. Sací trakt v takomto usporiadaní ale nevyhovuje pravidlám súťaže. Po úprave v rámci pravidiel som musel opätovne sací trakt naladiť. Konečné usporiadanie, ktoré vyhovuje všetkým pravidlám je na obr. 3-18.



Obr. 3-18 Výsledný model motora s restriktorom [autor]

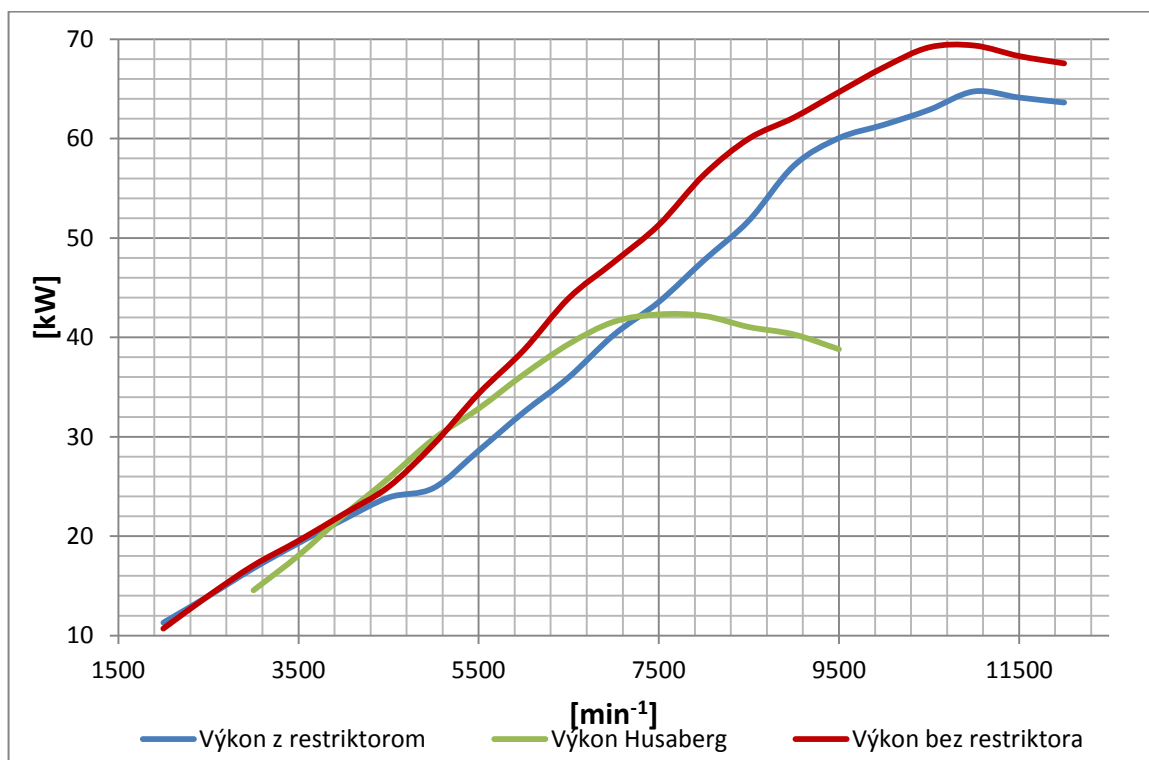


Obr. 3-19 Otáčková charakteristika modelu motora s restriktorom [autor]

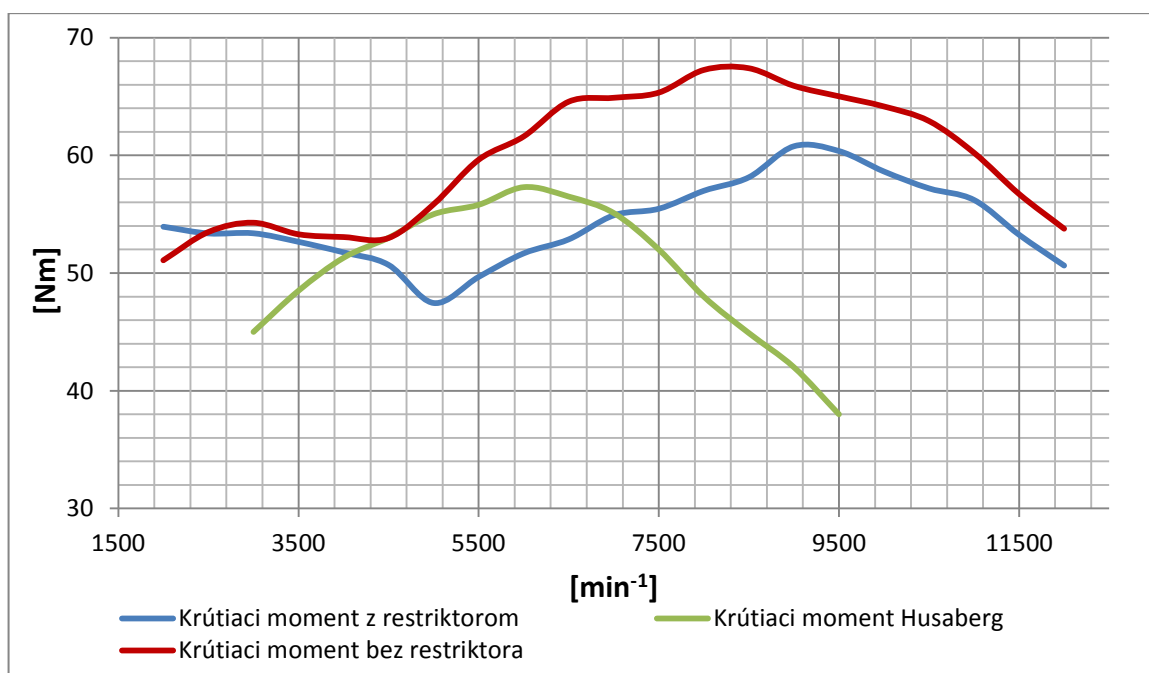
Upravený a naladený motor v rámci pravidiel dosahuje maximálny výkon 64,7 kW pri 11000 min⁻¹ a maximálny krútiaci moment 60,7 Nm pri 9000 min⁻¹. Priebeh výkonu a krútiaceho momentu je na obr. 3-19.

Úpravou modelu v rámci pravidiel (bez restriktora), ktoré je nutné dodržať som značne zvýšil výkon a krútiaci moment motora. Následné pridanie restriktora spôsobilo

viditeľný pokles výkonu a krútiaceho momentu motora. Dôkladnejším vyladením, predovšetkým sacieho traktu, (vyrovnávacej komory) by bolo možné hodnoty výkonu a momentu ešte zvýšiť alebo upraviť ich priebeh. Rozsiahla analýza prúdenia v sacom trakte a následný návrh je pre túto publikáciu priveľmi rozsiahly a nesúvisí priamo so zadáním. Vplyv zmien a úprav modelu je vykreslený v grafoch na obr. 3-20 a obr. 3-21.



Obr. 3-20 Porovnanie priebehu výkonov [autor]



Obr. 3-21 Porovnanie priebehu krútiacich momentov [autor]

Základné parametre navrhnutého motora sú v nasledujúcej tabuľke:

Tab. 2 Základné parametre motora [autor]

| | |
|--|--------------------------|
| Počet valcov | 1 |
| Taktnosť | 4T |
| Chladenie | kvapalinou |
| Rozvod | DOHC |
| Tvorba zmesi | vstrekovaním |
| Priemer škrtiacej klapky | 42 mm |
| Priemer restriktora | 20 mm |
| Zdvihový objem | 609,8 cm ³ |
| Zdvih piestu | 61,9 mm |
| Vrtanie valca | 112 mm |
| Osová dĺžka ojnice | 110 mm |
| Kompresný pomer | 13:1 |
| Piestne krúžky | 2 |
| Vačkové hriadele | 2 |
| Počet sacích ventilov | 2 |
| Počet výfukových ventilov | 2 |
| Maximálny výkon | 64,7 kW |
| Max. krútiaci moment | 60,7 Nm |
| Maximálne otáčky | 12 000 min ⁻¹ |
| Priemer sacích ventilov | 43,5 mm |
| Priemer výfukových ventilov | 38,2 mm |
| Zdvih sacích ventilov | 10 mm |
| Zdvih výfukových ventilov | 10 mm |
| Uhol otvorenia sacích ventilov | 28° pred HU |
| Uhol zatvorenia sacích ventilov | 64° po DU |
| Celkový uhol otvorenia sacích ventilov | 272° |
| Uhol otvorenia výfukových ventilov | 68° pred DU |
| Uhol zatvorenia výfukových ventilov | 24° po HU |
| Celkový uhol otvorenia výfukových ventilov | 270° |
| Prekrytie ventilov | 52° |
| Ustáľovacia komora | 3,6 dm ³ |

4 Návrh konštrukčných celkov motora

Po návrhu základných parametrov motora sa v nasledujúcej kapitole venujem návrhu hlavných konštrukčných častí motora. Každú konštrukčnú časť je nutné navrhovať s ohľadom na jej mechanické zaťaženie, tepelné namáhanie a v neposlednom rade aj hmotnosť, ktorá je hlavne u pohyblivých častí nesmierne dôležitá. Ako už bolo v predchádzajúcej časti uvedené, piestové spaľovacie motory sa skladajú z týchto konštrukčných častí:

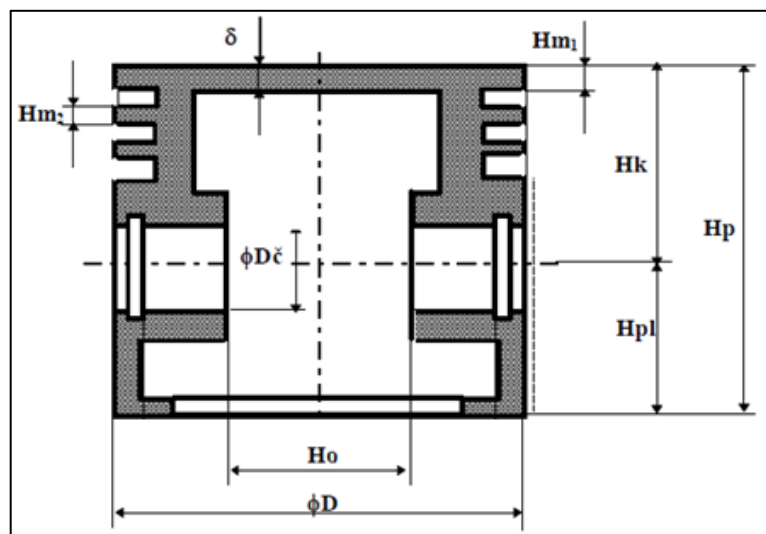
- **Pohyblivé časti** – kľukový mechanizmus a rozvodový mechanizmus.
- **Nepohyblivé časti** - blok valcov, kľuková skriňa, hlava valcov, (kryty a tesnenia).
Tieto časti tvoria základ pre uloženie kľukového mechanizmu a rozvodov.

4.1 Pohyblivé časti

Piest

Piesty zážihových štvortaktných motorov sa vyrábajú z vybraných zliatin hliníka, a to buď odlievaním do formy alebo kovaním v zápustke. U liatych piestov je možné upraviť piest oceľovými vložkami a upraviť tak jeho vlastnosti. V tomto prípade hovoríme o bimetalických piestoch. Kované piesty majú lepšie mechanické vlastnosti oproti liatym piestom a tento typ som sa rozhodol použiť aj napriek vyššej výrobnéj cene. Vrchná časť piestu môže byť vyrobená s rovným, prípadne tvarovaným dnom a celkový tvar piestu má najčastejšie celo-plášťový charakter. Modernejšie piesty však využívajú piesty, ktoré stavbou pripomínajú písmeno T.

Pri návrhu hlavných rozmerov piestov vychádzame z doterajších návrhov a osvedčených konštrukcií. V súčasnosti sa u vysoko výkonných motorov používajú tzv. T-piesty, ktoré kombinujú nízku hmotnosť a mechanické straty s dobrou pevnosťou. Preto som sa rozhodol že túto konštrukciu



Obr. 4-1 Hlavné rozmery piestu [6]

využijem aj v mnou navrhovanom motore. Aby nedošlo k deštrukcii piestu vplyvom vysokých teplôt, rozhodol som sa piest ochladzovať rozstreknutým olejom z kľukovej skrine. Piest je vyrobený s plochým dnom a s vyfrézovanými drážkami pre každý ventil. Táto úprava je nutná, aby sa v HU mohli ventily pohybovať bez rizika kolízie s piestom. Ploché dno taktiež pomôže znížiť hmotnosť piestu. Vzhľadom k účelu motora som zvolil dva piestne krúžky, jeden tesniaci a druhý stierací. Odvod oleja od stieracích krúžkov umožňujú vyvrtané otvory v drážke stieracieho krúžku. Materiál piestu som zvolil zliatinu AlSi19, ktorej zloženie je nasledujúce: Al-19Si-1Cu-1Mg-1Ni. [12] Povrch piestu je ošetrovaný vrstvou grafitu (20 μm) nanášaný nástrekom a za zvýšenej teploty vypálený.

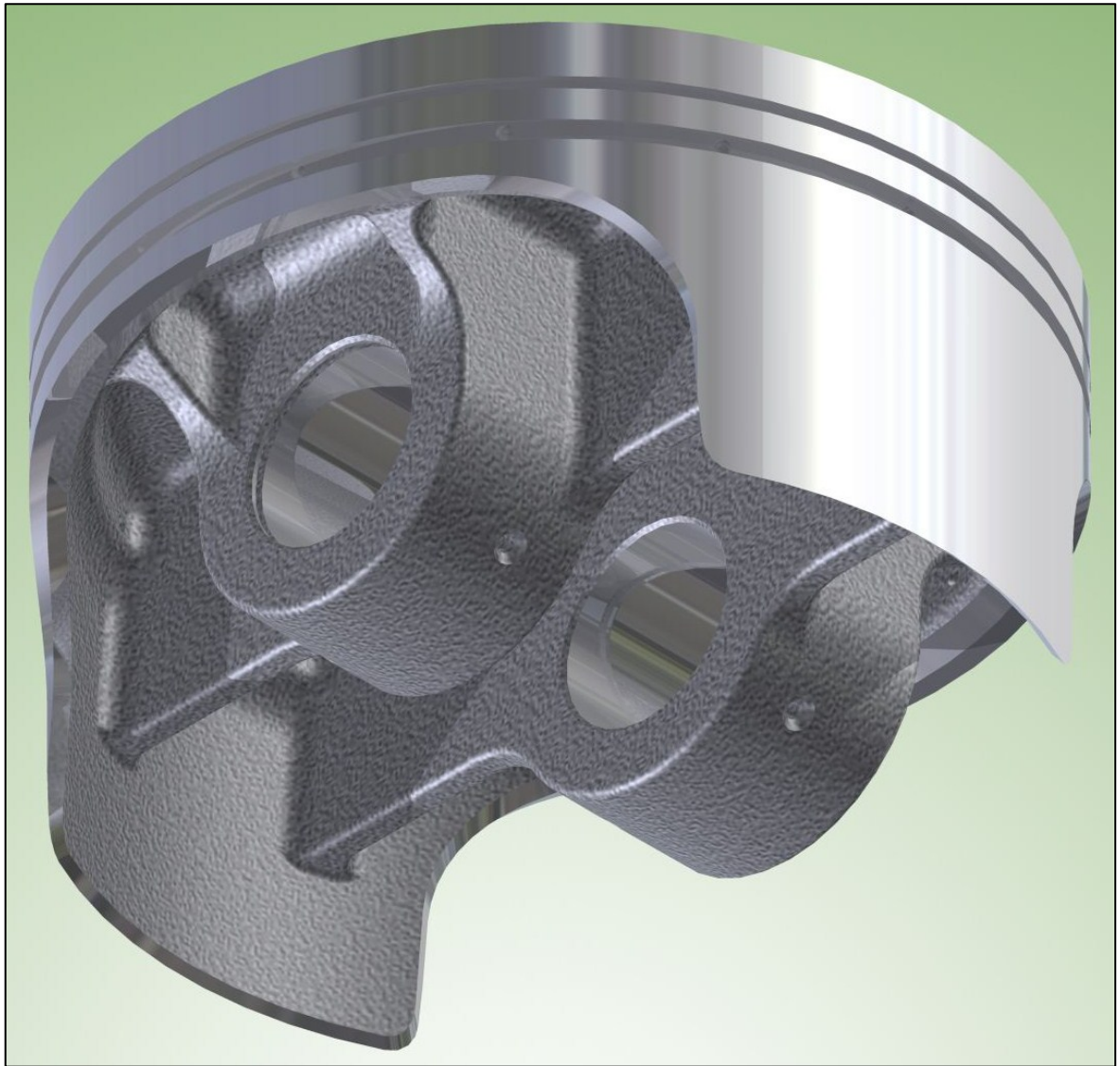
Pri voľbe základných rozmerov som natrafil v staršej literatúre na pomer H_p/D . Tento pomer udáva vzťah medzi výškou piestu a priemerom piestu. Jeho hodnota sa pohybovala medzi 0,8 až 1,1 pre zážihové motory a platila pre celoplášťové piesty. Použitie T-piestu a materiálu AlSi19 umožňuje túto hodnotu znížiť na 0,5, čo značne šetrí hmotnosť.

Pre mnou použitý piest som zvolil pomer 0,5 a ďalšie rozmery piestu som určil analogickým postupom, kde určenie jednotlivých rozmerov je buď tabuľkové alebo grafické. [6]

Tab. 3 Hlavné rozmery piestu [autor]

| | | |
|--------------------------------------|-----------------|--------|
| Priemer piestu | D | 112 mm |
| Výška piestu | H_p | 56 mm |
| Kompresná výška piestu | H_k | 32 mm |
| Výška plášte piestu | H_{pl} | 24 mm |
| Vzdialenosť nálitkov pre piestny čap | H_0 | 26 mm |
| Výška prvého mostíka | H_{m1} | 8 mm |
| Výška druhého mostíka | H_{m2} | 5 mm |
| Hrúbka dna piestu | δ | 7 mm |
| Priemer piestneho čapu | $D_{\check{c}}$ | 24 mm |

Podľa zvolených parametrov som piest vymodeloval pomocou softvéru Autodesk Inventor vid' obr. 4-2.

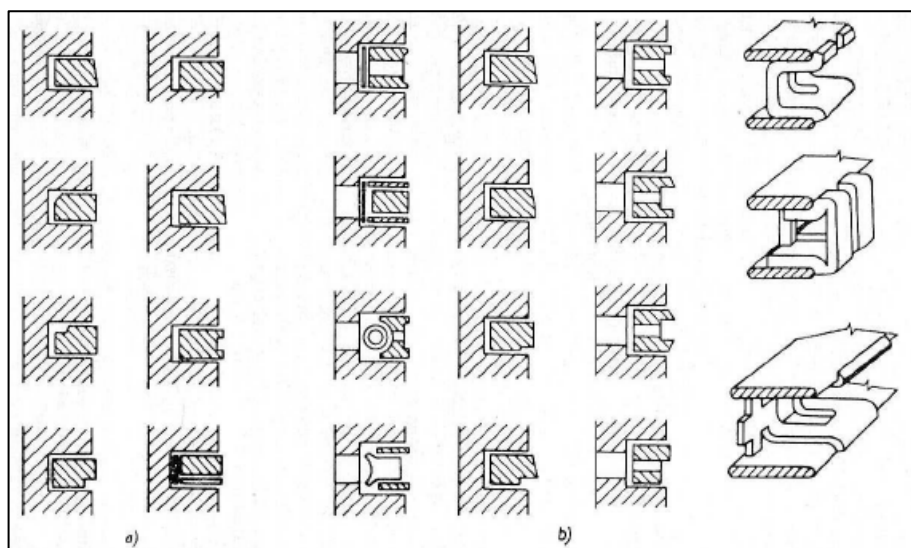


Obr. 4-2 Model piestu [autor]

Piestne krúžky

U zážihových motorov sa používajú dva až štyri piestne krúžky v závislosti od použitia motora, rýchlobežnosti motora a priemeru piestu. Kvôli parametrom a určeniu motora som použil dva piestne krúžky, a to vzhľadom k ich funkcii jeden tesniaci a jeden stierací. Rôzne prevedenia piestnych krúžkov sú na obr. 4-3.

Pre tesniaci krúžok som zvolil pravouhlý tvar s asymetricky zaoblenou trecou plochou a ostrou spodnou hranou. Rozmer krúžku je 1,5 x 2,5 mm a je opatrený šikmým zámkom. Tento oceľový piestny krúžok je na povrchu trecej časti pokrytý vrstvou tvrdochrómu. (Fe-0.5C-1.4Si-0.7Mn-0.7Cr)



Obr. 4-3 Tvary piestnych krúžkov [6]

Pre stierací krúžok som opäť zvolil pravouhlý tvar. Krúžok má v strednej časti stykovej plochy drážku a je pravidelne rozrezaný po obvode. Toto riešenie zabezpečí odvod prebytočného oleja do otvorov v pieste. Stierací krúžok je kvôli zlepšeniu funkcie vysoký 2,5 mm a široký 3,5 mm. Tento oceľový piestny krúžok je vybavený priamym zámkom a na povrchu trecej časti je pokrytý vrstvou tvrdochrómu. ($\text{Fe-0.08C-1Si-2Mn-18Cr-8Ni-0.04P}$) [12] Oba piestne krúžky sú vymodelované v softvéri Autodesk Inventor a ich modely sú na obr. 4-4.



Obr. 4-4 Model Piestnych krúžkov [autor]

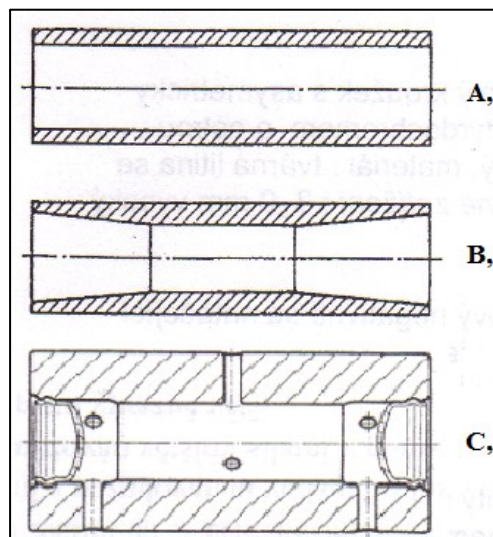
Piestny čap

Tvar piestneho čapu pre štvortaktné motory môže byť rôzny, vid' obrázok 3-5. Najjednoduchší a taktiež najčastejšie používaný piestny čap má tvar trubky. Ďalšou variantou je piestny čap s kužeľovými dutinami a charakterom nosníka stálej pevnosti.

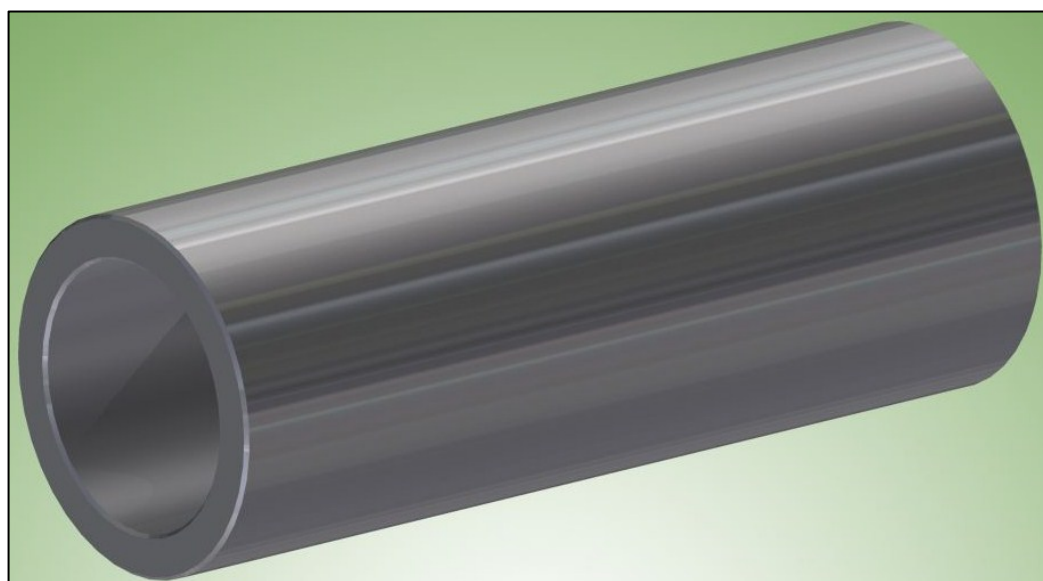
Výhodou je menšia hmotnosť oproti klasickému prevedeniu, avšak túto výhodu väčšinou zatieni jeho zložitejšia výroba. Pre potreby chladenia piestu sa ešte používa uzavretý piestny čap s vyvrtanými otvormi, ako je tomu na obr. 4-5-C .

Zvolený piestny čap je s priebežným valcovým otvorom vyrobený z ocele 15 230 a na povrchu cementovaný do hĺbky 0,5 mm. Túto variantu som zvolil kvôli jednoduchosti opracovania a tým aj nižšej cene. Priemer piestneho čapu sa volí v rozmedzí $24 \div 28$ % priemeru piestu. Vonkajší priemer volím 24

mm a vnútorný priemer volím 18 mm. Dĺžka čapu je 65 mm a na koncoch je zaistený poistnými krúžkami. Výsledný model piestneho čapu je na nasledujúcom obrázku:



Obr. 4-5 Tvary piestneho čapu [4]

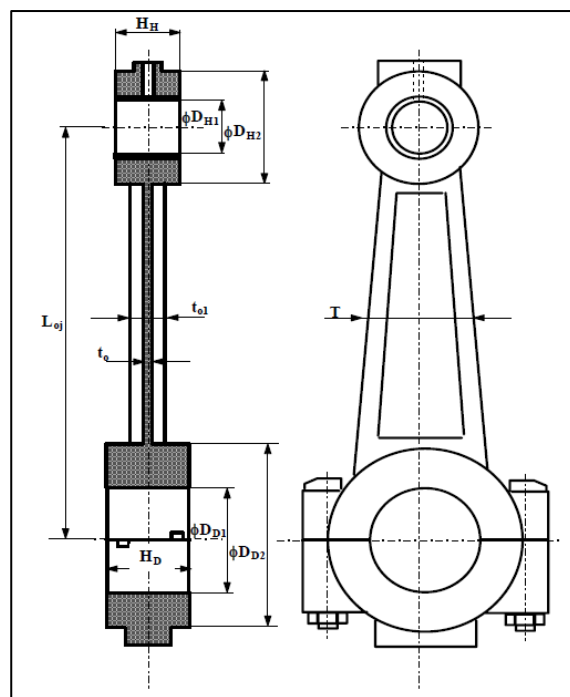


Obr. 4-6 Piestny čap [autor]

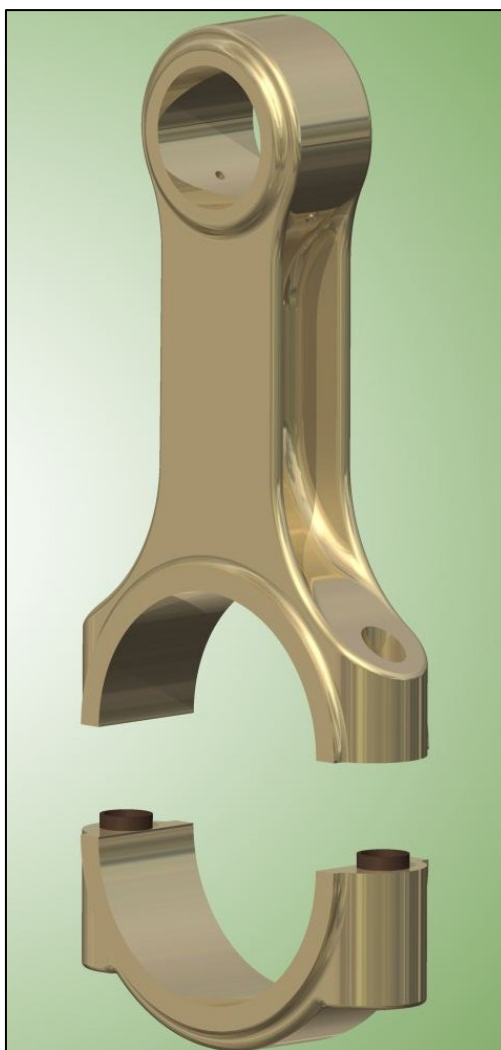
Ojnica

Najpoužívanejšie ojnice majú 3 základné podoby: tvar I, tvar H a driek vystužený rebrom. Pre kusovú výrobu sa najviac hodí tvar H, ktorý je síce výrobne najzložitejší, ale ponúka najnižšiu hmotnosť a najvyššiu pevnosť. Ako materiál sa používa oceľ vyššej rady, výnimočne je možné vidieť aj ojnice vyrobené z titanu. Výroba titánovej ojnice je ale niekoľkonásobne drahšia v porovnaní s oceľovou, a preto táto voľba neprichádza do úvahy.

Aby bolo možné nasadiť ojnicu na kľukový hriadeľ, musí byť delená buď hlava ojnice alebo kľukový hriadeľ. Pre mnou zvolenú ojnicu tvaru H som zvolil delenú hlavu ojnice so závrtnými skrutkami M8x1. V oku ojnice sú vyvŕtané otvory k zabezpečeniu potreby mazania piestneho čapu. Ojnica je vyrobená z materiálu 16 220 a oko ojnice je opatrené bronzovým puzdrom. V hlave ojnice je použité klzné panvové ložisko. Dĺžka ojnice (L_{oj}) sa volí v rozmedzí 1,6÷2 násobku zdvihu piestu (volím $L_{oj} = 110\text{mm}$). Priemer oka ojnice volím 26 mm a šírku 24 mm. Priemer hlavy ojnice som zvolil 55 mm a šírku 24 mm. Model ojnice je na obr. 4-8.



Obr. 4-7 Hlavné rozmery ojnice [4]

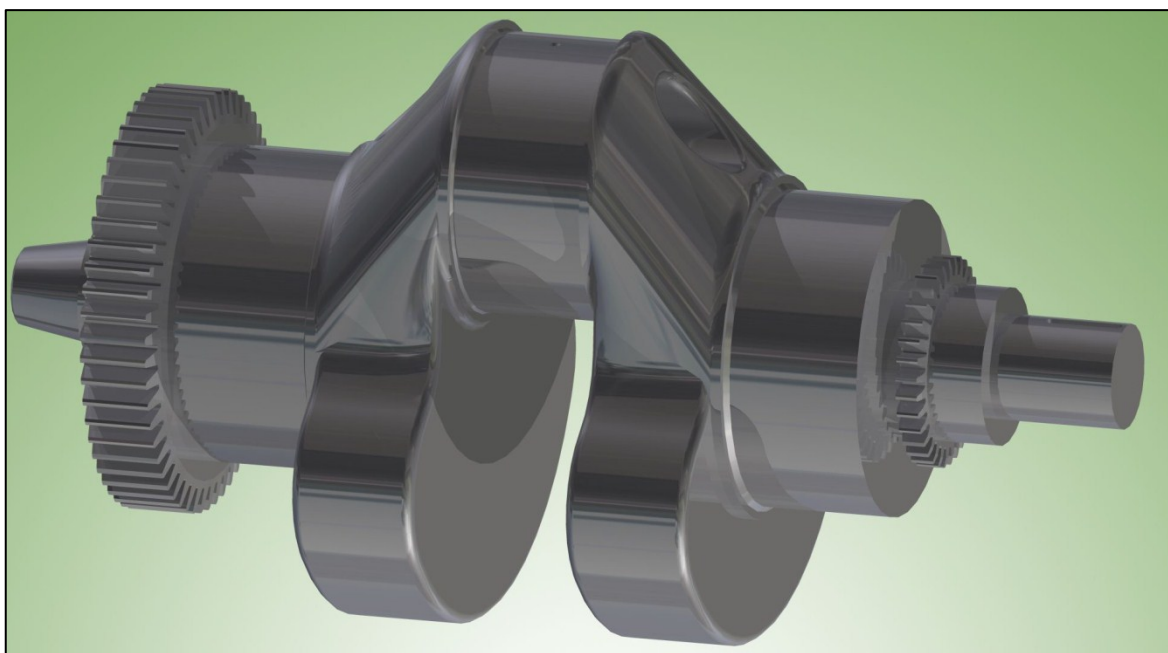


Obr. 4-8 Ojnica [autor]

Kľukový hriadel'

Navrhovaný motor bude mať jeden valec a od tohto faktu sa odvíja návrh kľukového hriadeľa. Ten sa dá vyrobiť odlievaním alebo kovaním ako jeden kus. Delené kľukové hriadele sa vyrábajú skladaním a jednotlivé časti sú navzájom zalisované spolu s vloženou ojnicou. Vyššie popísaná delená ojnica uľahčuje návrh kľukového hriadeľa a nie je potrebné tento hriadel' deliť. K výrobe hriadeľa som z technologických a finančných dôvodov vybral metódu odlievania do formy .

Kľukový hriadel' s jedným zalomením pre ojničný čap má na protiľahlej strane vyvažovacie protizávažia. Kľukový hriadel' je uložený na dvoch panvových klzných ložiskách. Mazanie ojničného čapu je zabezpečované prostredníctvom vyvítaného otvoru medzi hlavným čapom a ojničným čapom. Priemer ojničného čapu volím 53 mm a jeho šírku 25 mm . Priemer hlavného čapu sa udáva $55 \div 70\%$ priemeru piestu. Ja som zvolil priemer hlavného čapu 60 mm a jeho šírku 26mm. Osová vzdialenosť ojničného a hlavného čapu je rovná polovičnej hodnote zdvihu piestu a to 30,95 mm. Na výrobu hriadeľa som navrhol použiť materiál 15 230 s úpravou kalením. Na obr. 4-9 je vymodelovaný kľukový hriadel'.



Obr. 4-9 Kľukový hriadel' [autor]

Vyváženie kľukového hriadeľa

Pohyblivé časti kľukového mechanizmu vyvolávajú dva druhy zotrvačných síl, a to zotrvačné sily rotujúcich hmôt a zotrvačné sily posuvných hmôt.

Zotrvačné sily rotujúcich hmôt (F_r) sa u jednovalcového motora dajú úplne vyvážiť dvoma vývažkami umiestnenými symetricky na protiľahlých ramenách kľukového hriadeľa. Obrázok 4-10 vykresľuje silové pôsobenie rotujúcich zotrvačných hmôt. Aby nastala rovnováha síl musí platiť že:

$$\begin{aligned} F_v &= F_r \\ m_v r_v \omega^2 &= m_r r \omega^2 \end{aligned} \quad (4.1)$$

a z toho je hmotnosť vývažku rovná:

$$m_v = m_r \cdot \frac{r}{r_v} \quad (4.2)$$

Kde : r ...rameno rotujúcej hmoty (mm)

r_v ... rameno hmoty vývažku (mm)

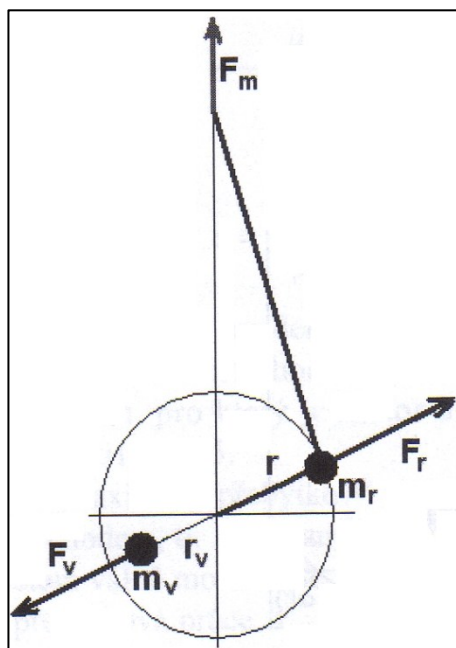
m_r ... hmotnosť rotujúcej hmoty (kg)

m_v ... hmotnosť vývažku (kg)

ω ... uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa (s^{-1})

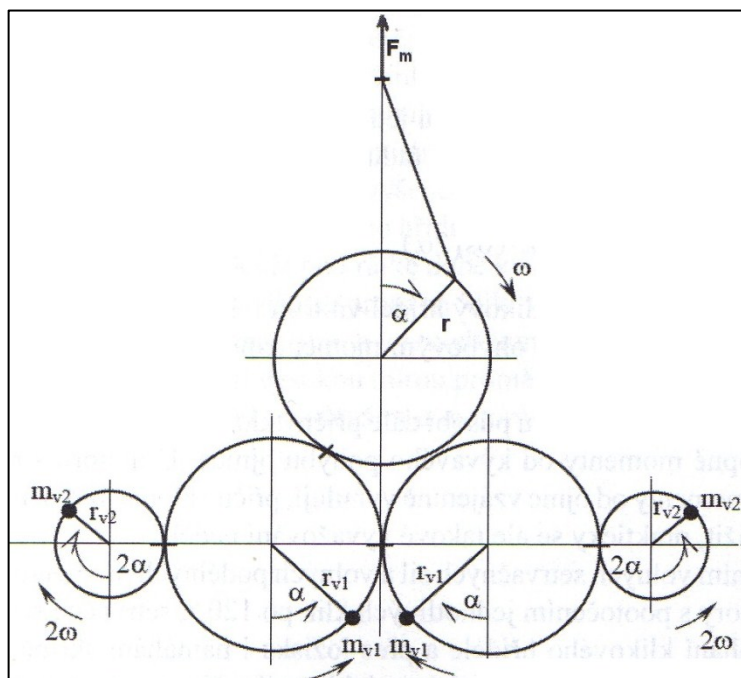
Vyváženie zotrvačných síl posuvných hmôt je podstatne zložitejšie. Úplné vyváženie by sa dosiahlo prídavnými posuvnými hmotami tak, aby ťažisko oboch sústav nemeno svoju polohu. Rovnaký efekt sa dá dosiahnuť pôsobením odstredivých síl dvoch rovnakých vývažkov, rotujúcich opačným smerom. Vývažky eliminujúce silu I. radu sa otáčajú rovnakou uhlovou rýchlosťou ako kľukový hriadeľ. Vývažky eliminujúce silu II. radu sa otáčajú dvojnásobnou rýchlosťou. Úplné vyváženie jednovalcového motora popisuje schéma na obr. 4-11.

Vyváženie posuvných hmôt týmto spôsobom zvyšuje hmotnosť motora, hmotnosť

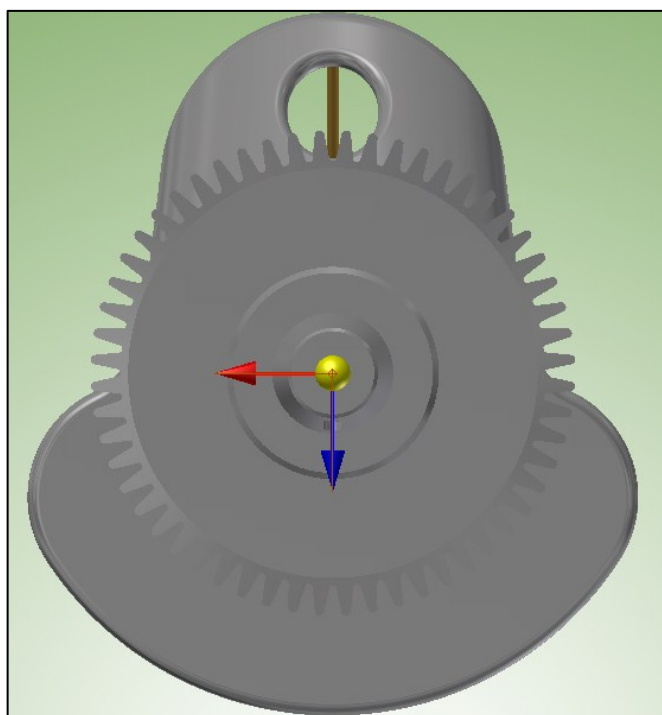


Obr. 4-10 Rotujúce hmoty kľuky [3]

rotujúcich hmôt a zvyšuje počet komponentov. Pre motor určený do pretekárskeho vozidla, ktorý navrhujem sú tieto sprievodné aspekty neprijateľné. Z týchto dôvodov vyvážim len zotrvačné sily rotujúcich hmôt. Kvôli vonkajším prejavom úplne nevyváženého motora musí byť v ráme vozidla uchytený na gumových silentblokoch. V opačnom prípade sa budú vibrácie z motora prenášať do celej konštrukcie vozidla. Poloha ťažiska vyváženého kľukového hriadeľa je na obr. 4-12.



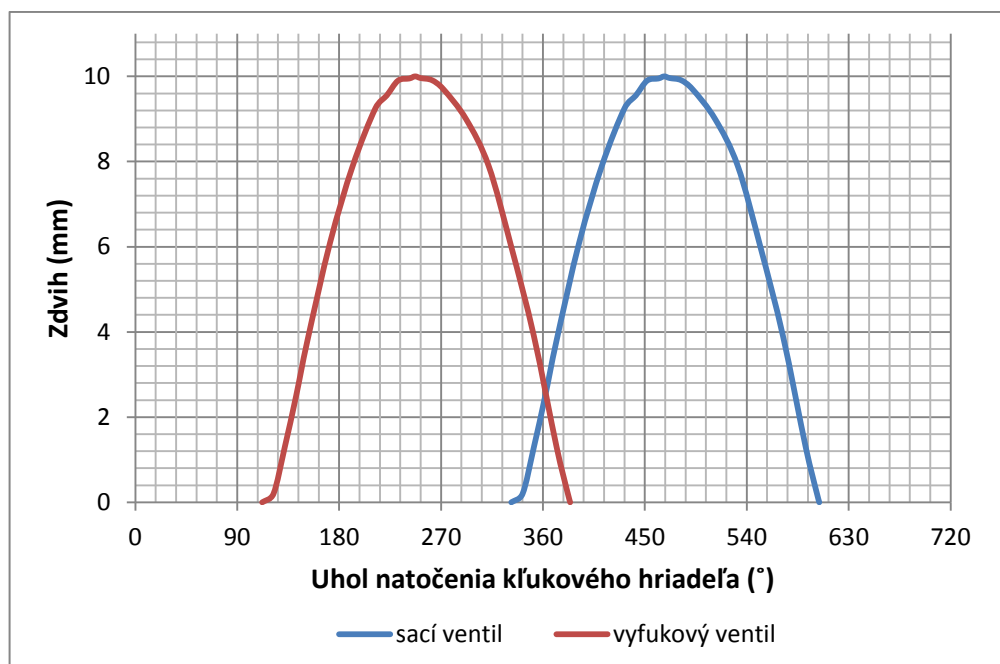
Obr. 4-11 Úplné vyváženie jednovalcového motora [3]



Obr. 4-12 Vyváženie rotujúcich hmôt - umiestnenie ťažiska [autor]

Rozvodový mechanizmus

Pri návrhu základných parametrov som sa rozhodol použiť 4 ventily, ktorých otváranie a zatváranie zabezpečuje rozvodový mechanizmus. Používaných druhov rozvodov je viacero: SV, OHV, OHC, DOHC, Desmodromický rozvod... Najpoužívanejšou variantom pre výkonne motory sa stal rozvod DOHC (angl. Double Over Head Camshaft), ktorý využíva dva vačkové hriadele umiestnené v hlave valca. Toto riešenie má viacero výhod aj nevýhod. Najpodstatnejšou výhodou je redukcia posuvných hmôt a zníženie počtu komponentov rozvodového mechanizmu. Z tohto dôvodu som sa rozhodol použiť rozvodový mechanizmus so štandardným usporiadaním DOHC a pohyb mechanizmu zaistiť ozubeným remeňom od kľukového hriadeľa. Aby som redukoval hmotnosť rotujúcich hmôt, navrhol som použitie dutých vačkových hriadeľov, ktorých zdvihové krivky sú na obr. 4-13. Rozmery ventilov sú uvedené v predchádzajúcej časti. Ventily sú do základnej polohy vracané pružinami, čo je podstatne lacnejšie riešenie, ako v prípade desmodromického rozvodu. Model kľukového a rozvodového mechanizmu je na obr. 4-14.



Obr. 4-13 Zdvihová krivka ventilov [autor]

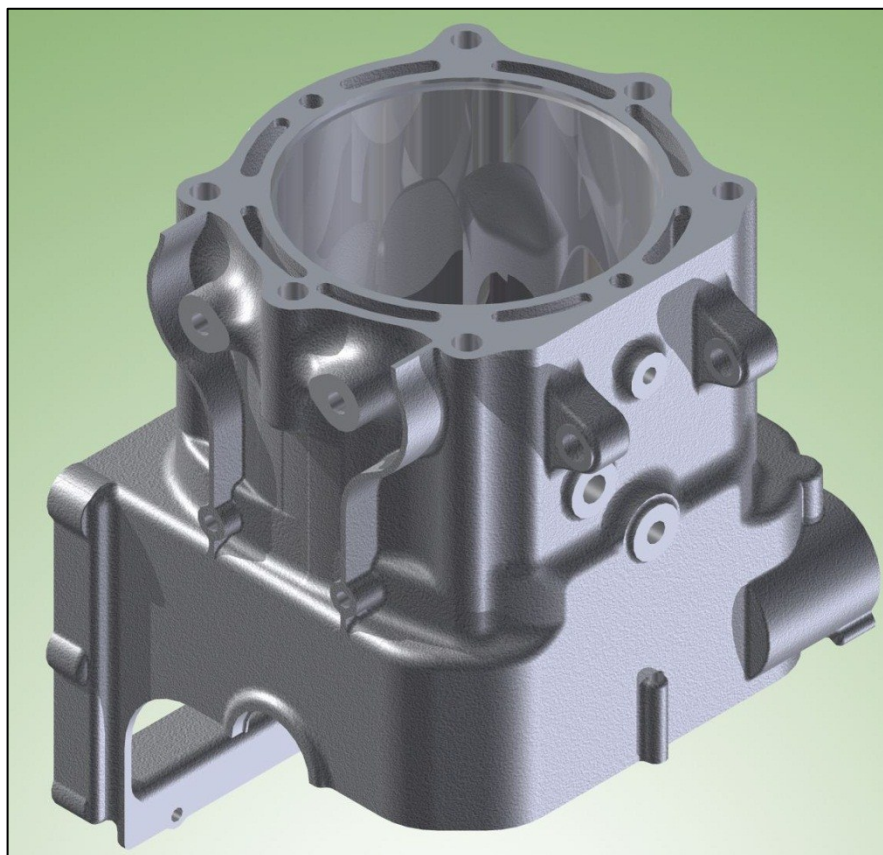


Obr. 4-14 Kľukový a rozvodový mechanizmus [autor]

4.2 Nepohyblivé časti

Blok motora

Blok motora tvorí kľuková skriňa, blok valcov a samotné valce. Často však tvorí kľuková skriňa a blok valcov jeden celok a valce sú vytvorené vyvŕtaním priamo do bloku valcov a povrchovo upravené. Navrhovaný motor využíva blok motora, v ktorom tvorí kľuková skriňa a blok valca jeden celok. To umožňuje znížiť hmotnosť a zvýšiť tuhosť celku. V spodnej časti bloku je umiestnený kľukový hriadeľ a k tomu sú potrebné konštrukčné opatrenia. Postupom času vznikali rôzne varianty uloženia kľukového hriadeľa. Aby som ušetril váhu, zvolil som štandardnú variantu uloženia. Motor je navrhovaný pre chladenie kvapalinou, a tomu odpovedá aj návrh bloku motora a valca. Sú viaceré možnosti ako v bloku motora umiestniť valec. Prvá už spomínaná varianta je vytvoriť valec priamo v bloku tzv. bez-vložkový valec. Ďalšou možnosťou je použitie demontovateľnej vložky, a to buď mokrej alebo suchej. Navrhol som použitie suchej vložky, kvôli potrebe vymeniť pri opotrebovaní len vložku a nie celý blok motora. Toto riešenie zníži náklady na údržbu, pričom vložky taktiež vykazujú veľmi dlhú životnosť. Blok je vyrobený z ľahkej zliatiny hliníka ($\text{Al-18Si-0.5Fe-4Cu-0.1Mn-0.5Mg-0.2Ti}$) [12] odlievaním a pre dosiahnutie požadovaného tvaru je použité CNC obrábanie. V bloku sú vytvorené kanály pre rozvod oleja a chladiacu kvapalinu, viď príloha. Model bloku motora je na obr. 4-15

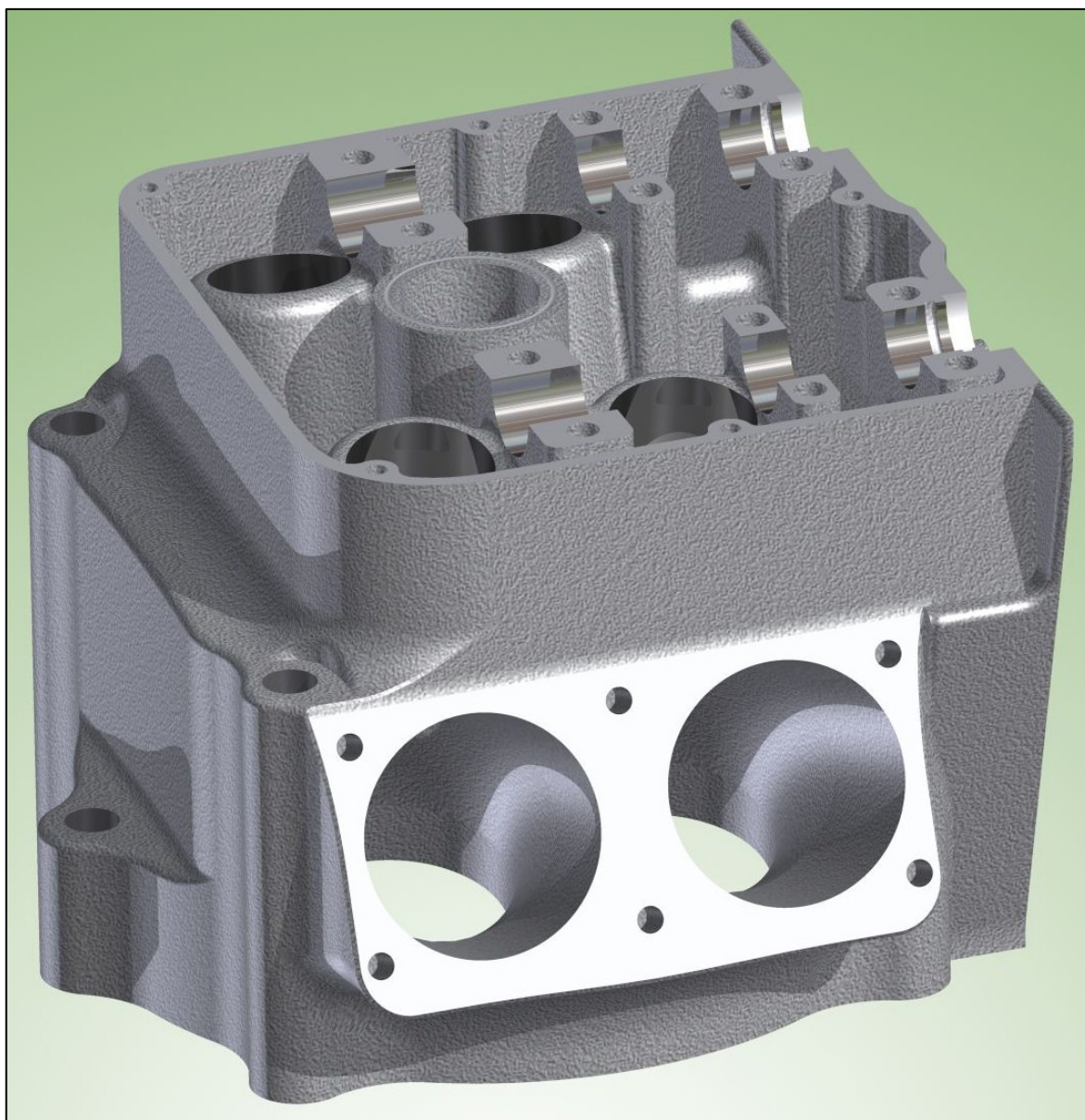


Obr. 4-15 Blok motora [autor]

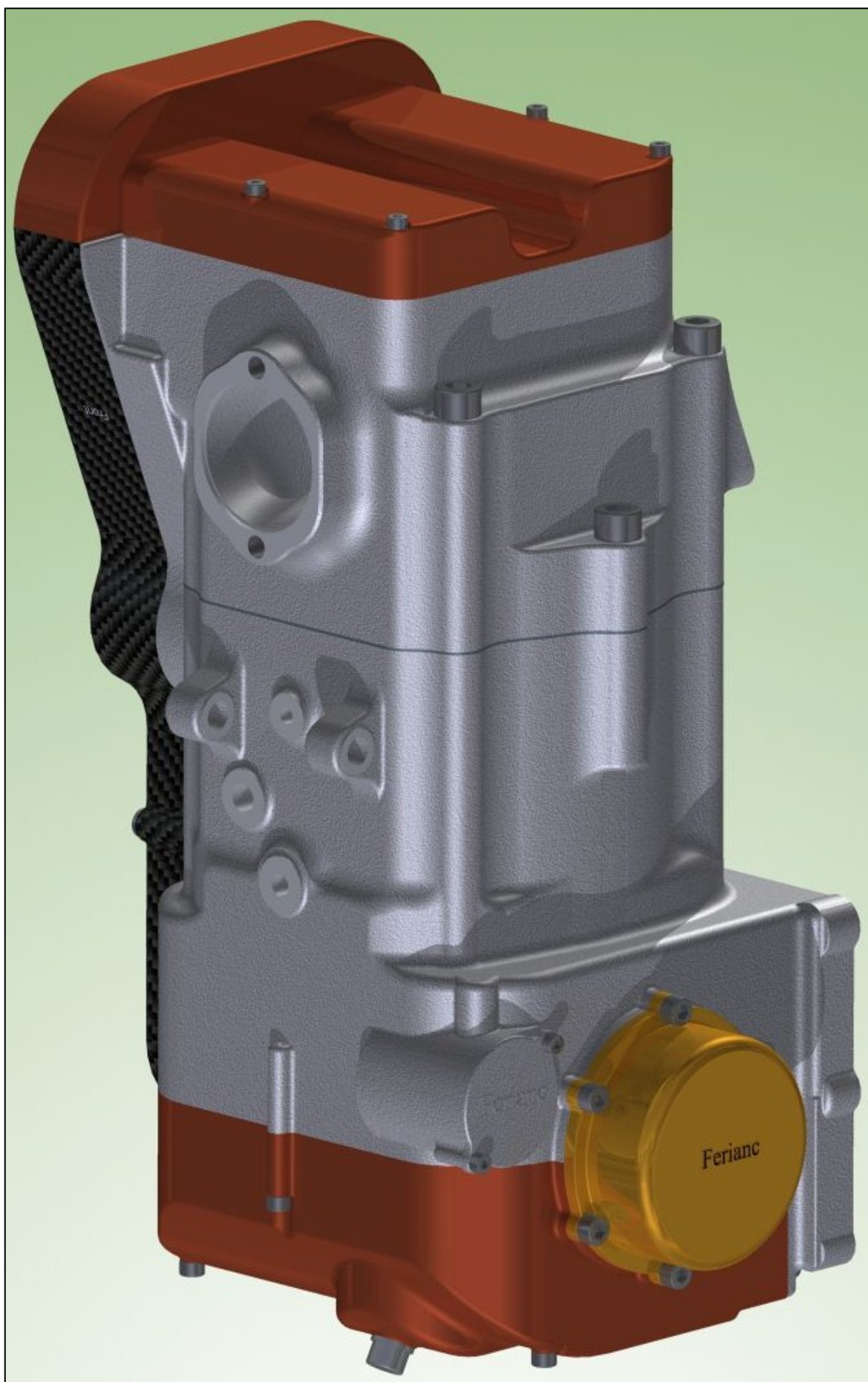
Hlava valca

Najvýraznejší rozdiel v konštrukcii hlavy valca určuje spôsob chladenia a druh rozvodového mechanizmu. Navrhovaný motor má blok motora aj hlavu valca chladenú kvapalinou, čo je podstatne efektívnejšie ako chladenie vzduchom. V hlave valca sú umiestnené 4 ventily a rozvodový mechanizmu. Súčasťou hlavy valca je aj vytvarovaný spaľovací priestor, sacie a výfukové kanály, vedenie ventilov, uloženie sediel ventilov, uloženie sviečky a vedenie oleja k vačkám. Všetky tieto požiadavky sú zohľadnené v konštrukčnom návrhu. Navrhnutý je materiál hliníková zliatina ($\text{Al-8Si-1Fe-3-Cu-0.5Mn-0.5Mg-1Zn-0.4Ni-0.2Ti-0.2Pb-0.1Sn-0.2Cr}$) [12]

Model hlavy valca je na obr. 4-16 a kompletne zostavený motor je na obr. 4-17.



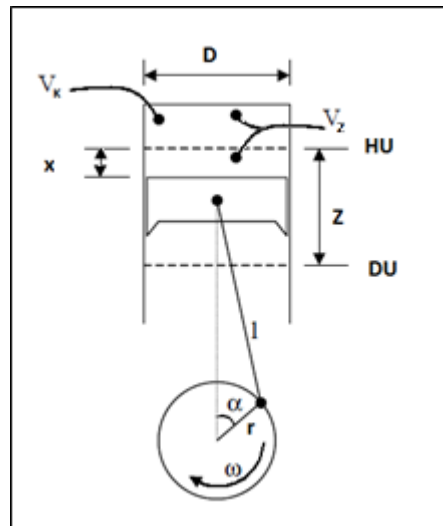
Obr. 4-16 Hlava valca [autor]



Obr. 4-17 Kompletný motor [autor]

5 Kinematika a dynamika kľukového mechanizmu

Spaľovací motor je zaťažovaný vysokými silovými účinkami, ku ktorým dochádza zo značne vysokou frekvenciou (stovky H_z). Tomu musí patrične odpovedať dimenzovanie jednotlivých častí motora. V nasledujúcej kapitole sa venujem problematike kľukového mechanizmu z pohľadu kinematiky tj. dráhy, rýchlosti a zrýchlenia piestnej skupiny spolu s posuvnou časťou ojnice. Následne riešim primárne a sekundárne sily vznikajúce v kľukovom mechanizme, tj. dynamiku. Skôr ako začnem riešiť samotnú kinematiku a dynamiku kľukového mechanizmu, uvediem výpočet niektorých veličín použitých v nasledujúcich častiach. Na obr. 5-1 je naznačená zjednodušená schéma kľukového mechanizmu, z ktorej sú vyjadrené jednotlivé vzťahy. [2]:



Obr. 5-1 Schéma kľukového mechanizmu [2]

Rameno kľuky:

$$z = 2 \cdot r \quad (5.1)$$

$$r = \frac{z}{2} = \frac{61,9}{2} = 30,95 \quad [mm]$$

Kľukový pomer:

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{30,95}{110} = 0,281 \quad [-] \quad (5.2)$$

Kompresný objem:

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{609,8}{12} = 50,817 \quad [cm^3] \quad (5.3)$$

Uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa pri $12\,000 \text{ min}^{-1}$:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 200 = 1256,6 \quad [s^{-1}] \quad (5.4)$$

Kde : α ... uhol natočenia kľukového hriadeľa ($^\circ$)

r ... rameno kľuky (mm)

z ... zdvih (mm)
 l ... osová dĺžka ojnice (mm)
 λ ... kľukový pomer
 n ... otáčky motora (s^{-1})
 ω ... uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa (s^{-1})
 V_z ... zdvihový objem motora (cm^3)
 V_k ... kompresný objem motora (cm^3)
 ε ... kompresný pomer

5.1 Kinematika

Kinematika kľukového mechanizmu rieši pohyb jeho posuvných častí, ktorý je vyjadrený veličinami ako sú dráha piestu x , rýchlosť piestu v , zrýchlenie piestu a , uhlová dráha ojnice β , uhlová rýchlosť ω_L a zrýchlenie ε_L ojnice.

Piest koná rovnomerne zrýchlený pohyb v osi valca. Veľkosti dráh, zrýchlení a rýchlosti piestu sa periodicky opakujú. Z toho plynie, že stačí stanoviť priebehy pre uhol α na intervale 0° až 360° . Grafické závislosti vypočítaných veličín pre posuvný pohyb piestu navrhovaného motora sú na obr. 5-2; 5-3 a 5-4. Kinematické veličiny sú vypočítané podľa nasledujúcich zjednodušených vzťahov [2]:

Dráha piestu:

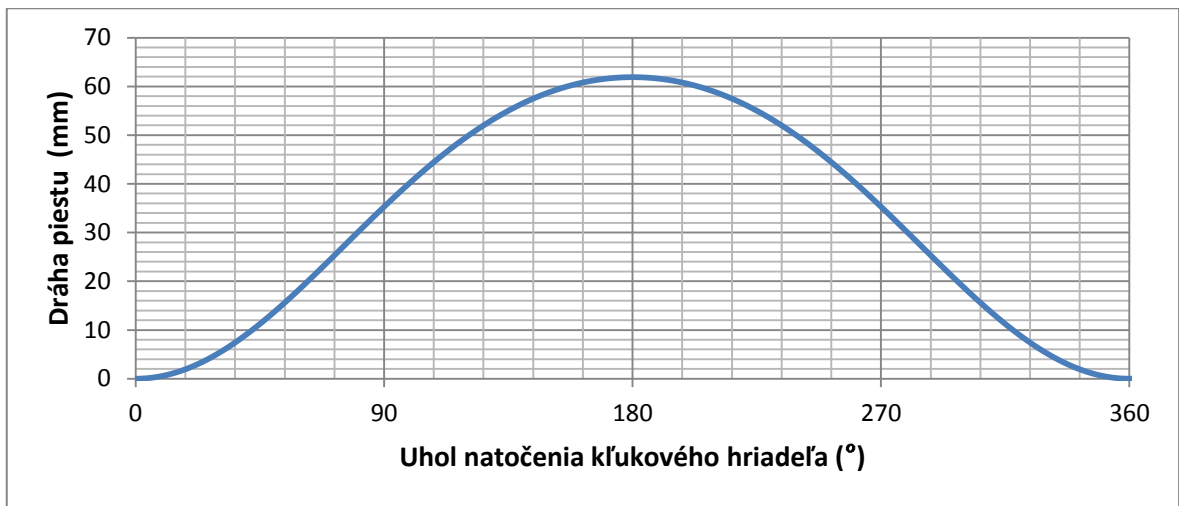
$$x(\alpha) = r \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2(\alpha) \right] \quad [m] \quad (5.5)$$

Rýchlosť piestu:

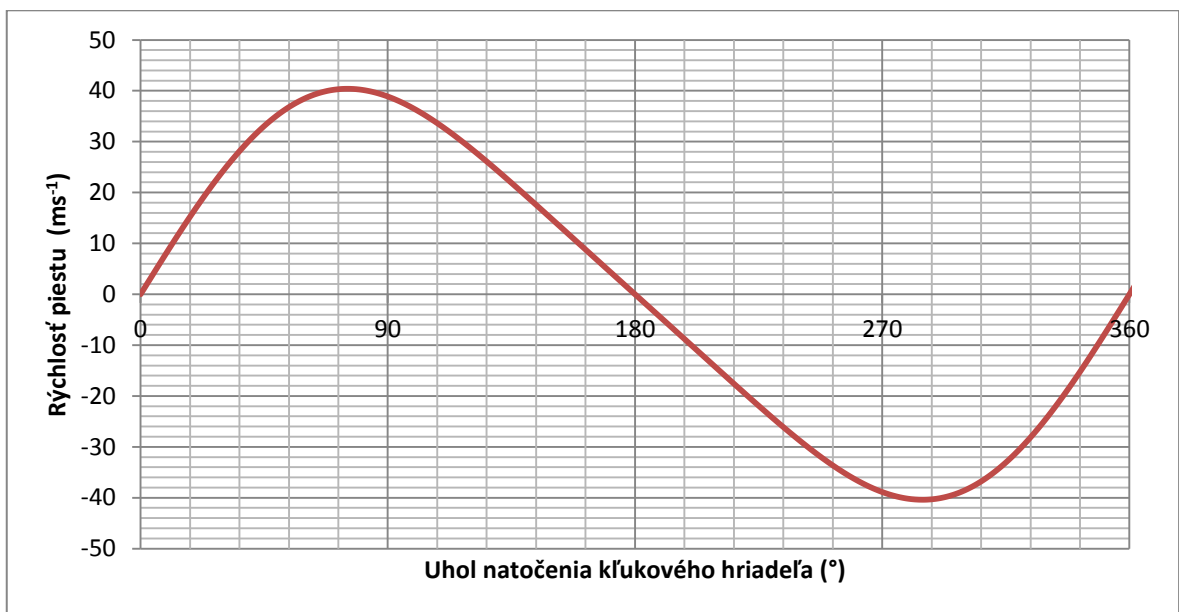
$$v(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\alpha) \right] \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.6)$$

Zrýchlenie piestu:

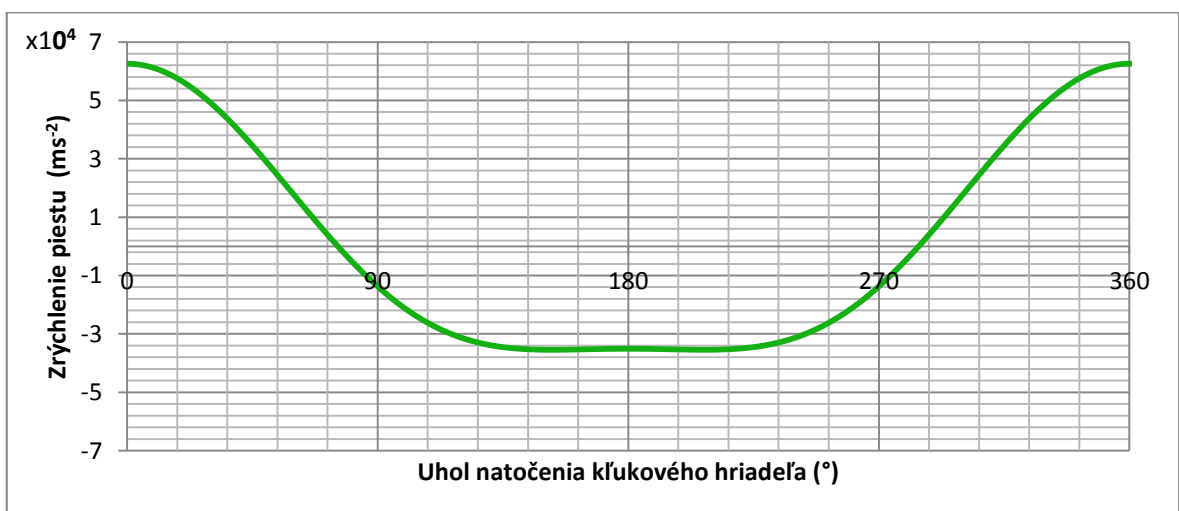
$$a(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha)] \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (5.7)$$



Obr. 5-2 Dráha pohybu piestu [autor]



Obr. 5-3 Rýchlosť pohybu piestu [autor]



Obr. 5-4 Zrýchlenie pohybu piestu [autor]

U ojnice je potrebné určiť priebehy pre jej výkyvný pohyb okolo ojničného čapu. Opäť platí, že dráhy zrýchlenia a rýchlosti ojnice sa periodicky opakujú. Z toho plynie, že stačí stanoviť priebehy pre uhol α na intervale 0° až 360° . Grafické závislosti vypočítaných veličín pre pohyb ojnice navrhovaného motora sú zobrazené na obr. 5-5; 5-6 a 5-7. Kinematické veličiny sú vypočítané podľa nasledujúcich zjednodušených vzťahov [9]:

Uhlová dráha ojnice:

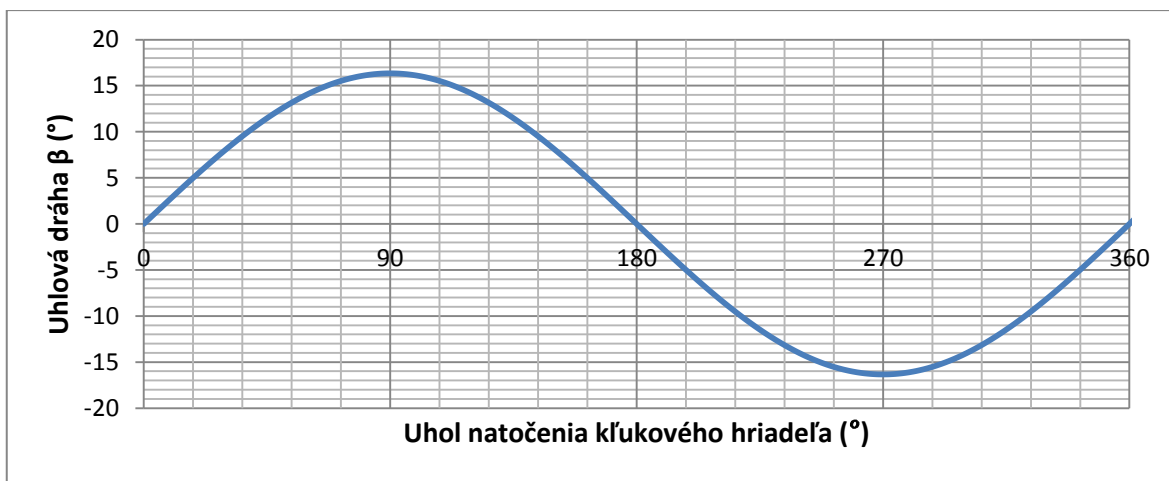
$$\beta(\alpha) = \arcsin[\lambda \cdot \sin(\alpha)] \quad [rad] \quad (5.8)$$

Uhlová rýchlosť ojnice:

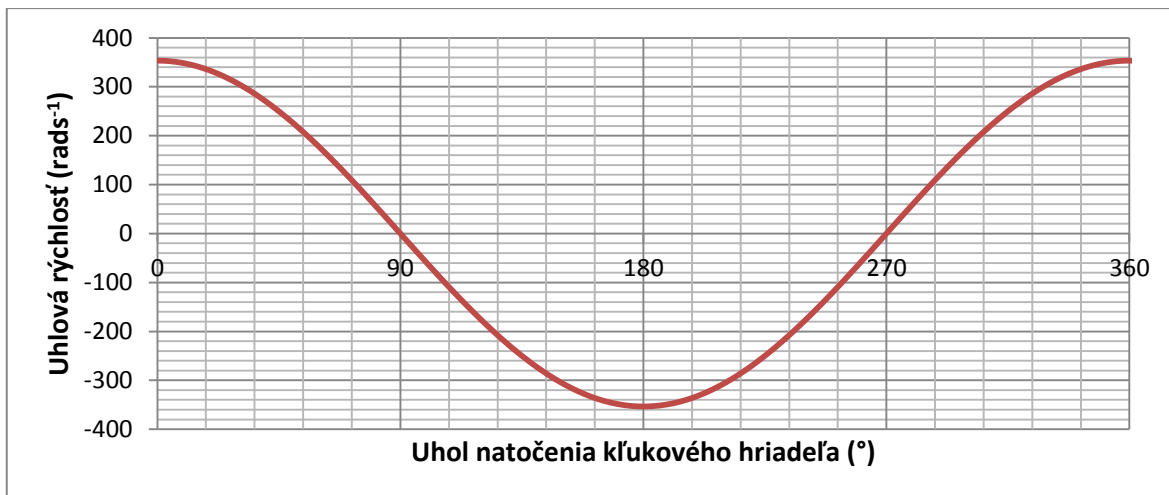
$$\omega_L(\alpha) = \lambda \cdot \omega \cdot \cos(\alpha) \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (5.9)$$

Uhlové zrýchlenie ojnice:

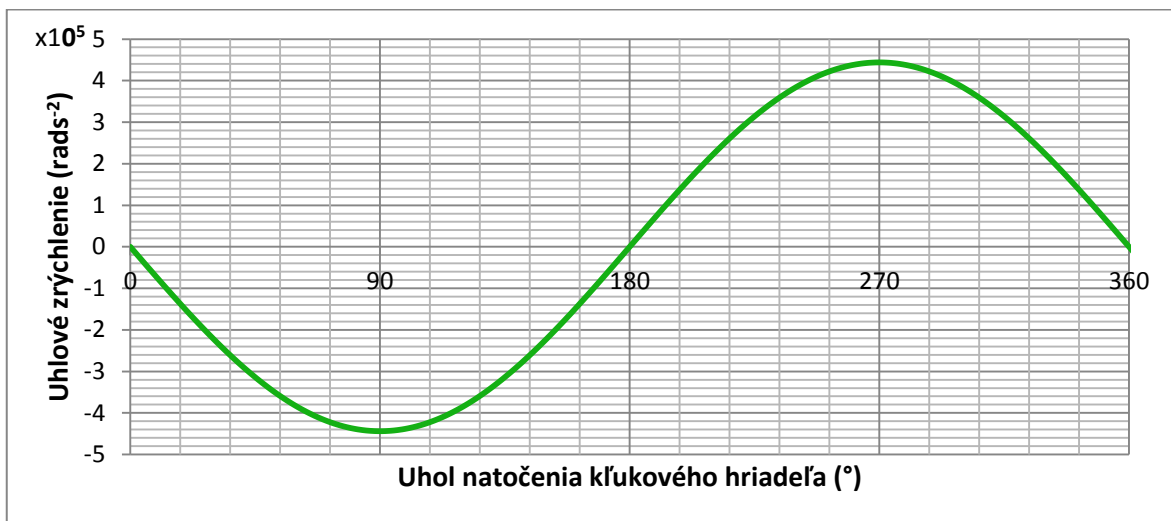
$$\varepsilon_L(\alpha) = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin(\alpha) \quad [rad \cdot s^{-2}] \quad (5.10)$$



Obr. 5-5 Uhlová dráha ojnice [autor]



Obr. 5-6 Uhlová rýchlosť ojnice [autor]

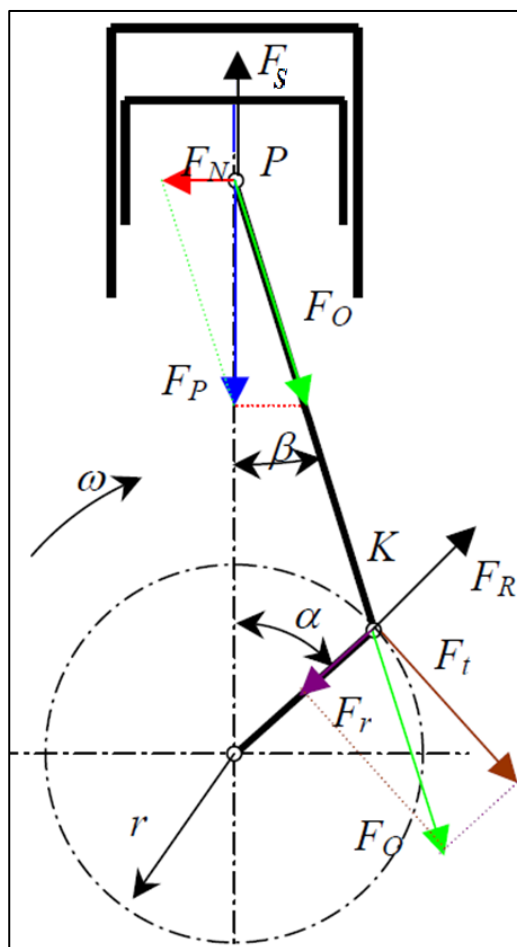


Obr. 5-7 Uhlové zrýchlenie ojnice [autor]

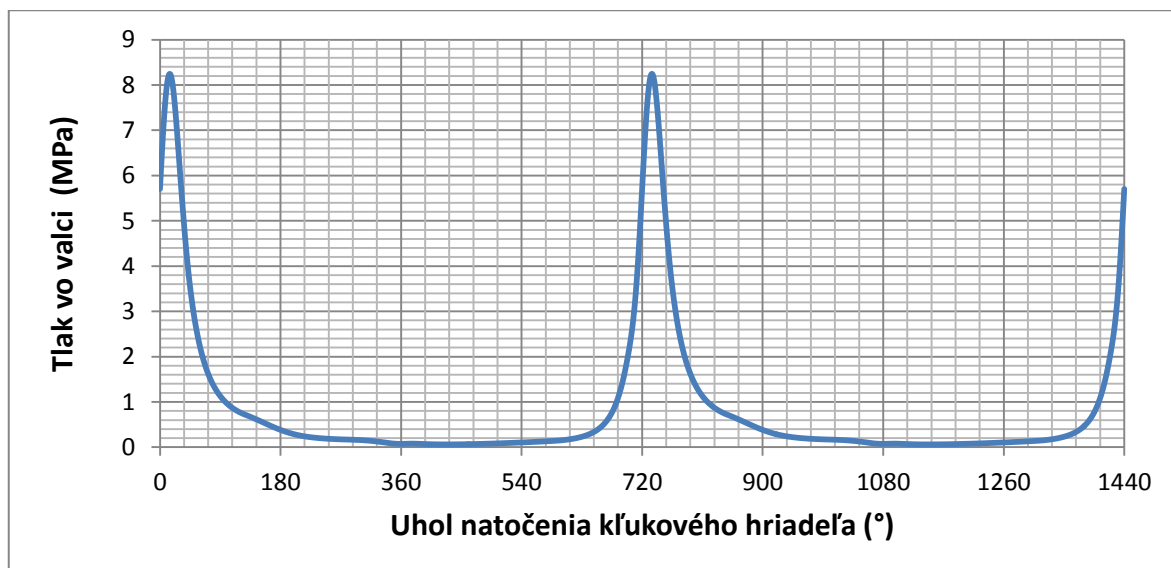
5.2 Dynamika

Dynamika rieši pôsobenie všetkých síl a momentov, ktoré pôsobia v danom režime práce PSM v kľukovom mechanizme. Smery pôsobiacich síl sú na obrázku 5-8. V bode **P** sú sily od tlaku plynu a sily zotrvačné od piestnej skupiny. V bode **K** sú sily radiálne a tangenciálne prenášané na kľukový hriadeľ. V ďalších výpočtoch sa kvôli zjednodušeniu sústredím len na sily pôsobiace v bode **P**.

Simulácia uvedená v kapitole 3 (program Ricardo Wave) poskytla hodnoty priebehu tlaku plynu vo valci. Priebeh tlaku plynu vo valci je znázornený na obr. 5-9. Výsledné hodnoty sú následne použité k výpočtu celkových síl pôsobiacich na piest obr. 5-10.



Obr. 5-8 Sily pôsobiace v kľukovom mechanizme [9]



Obr. 5-9 Pribeh tlaku plynu vo valci [autor]

Výpočet primárnej sily od tlaku plynu:

$$F_P = S \cdot (p + p_a) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p + 101325) \quad [\text{N}] \quad (5.11)$$

Výpočet sekundárnej sily od posuvných hmôt piestnej skupiny:

$$F_S = -m_P \cdot a_P \quad [\text{N}] \quad (5.12)$$

Výpočet celkovej sily pôsobiacej v ose piestneho čapu:

$$F_C = F_P + F_S \quad [\text{N}] \quad (5.13)$$

Kde: p ... tlak plynu v spaľovacom priestore (Pa)

p_a ... atmosférický tlak (Pa)

D ... priemer valca (mm)

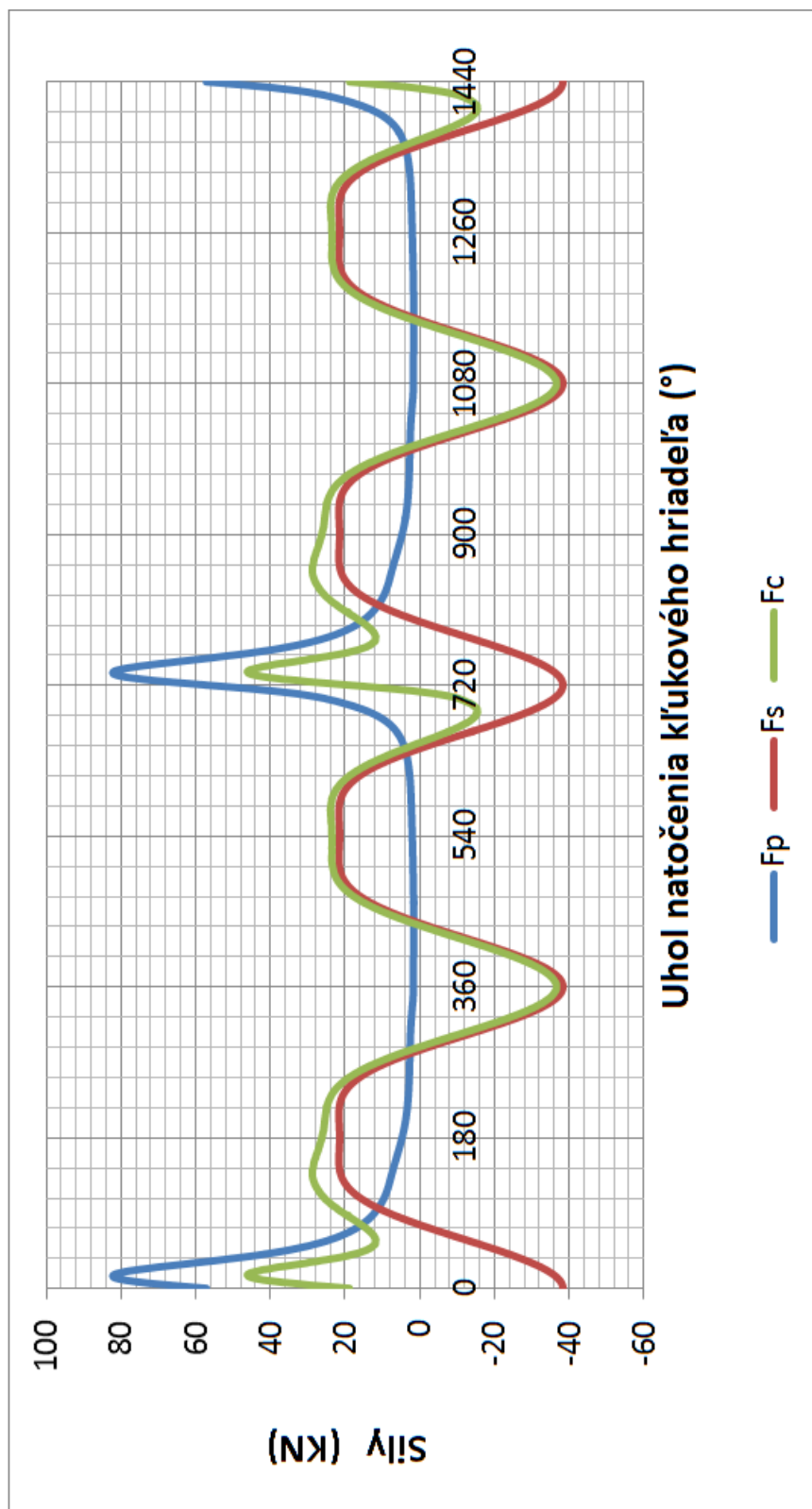
S ... plocha (mm^2)

m_P ... hmotnosť posuvných častí (kg)

a_P ... zrýchlenie posuvných častí (ms^{-2})

Pribeh uvedených síl je na obr. 5-10 . Pre ďalšie výpočty má význam celková sila F_c , ktorá je znázornená zelenou farbou. Celková sila F_c je vektorovým súčtom síl od tlaku plynu a síl zotrvačných, ktoré pôsobia v smere osi valca. Maximálna kladná hodnota je pri

16° natočenia kľukového hriadeľa a každých 720° sa periodicky opakuje. Jej hodnota pri hmotnosti piestnej skupiny $m_p = 0,511 \text{ kg}$ je $F_{cmax}^+ = 52\,151 \text{ N}$. Maximálna záporná hodnota je pri 360° natočenia kľukového hriadeľa a každých 720° sa periodicky opakuje. Jej hodnota $F_{cmax}^- = 30\,274 \text{ N}$.



Obr. 5-10 Zatěžující síly na piest [autor]

6 Pevnostná kontrola vybraných častí motora

Pevnostnú kontrolu budem vykonávať pre hlavné časti kľukového mechanizmu. Kvôli zložitosti tvaru súčastí nie je možné analyticky presne vypočítať ich namáhanie, ktoré bude zahŕňať sily pôsobiace počas chodu motora, vplyv vrubových účinkov vyvolávajúcich koncentrácie napätí a ďalšie faktory ktoré nie je možné do výpočtu priamo zahrnúť. Analytické výpočty sú preto značne zjednodušené a tieto účinky sú zahrnuté vo veľkosti dovolených hodnôt jednotlivých napätí. Aby som však komplexne zhodnotil pevnosť daných súčastí, použijem aj softvérový výpočet metódou konečných prvkov MKP v nadstavbe programu Autodesk Inventor.

6.1 Piest

Najslabšie miesto plášťa sa nachádza u väčšiny piestov v drážke pre stierací piestny krúžok. Pomocou softvéru Autodesk som si overil, že dané miesto platí aj v mojom prípade. Zároveň som zistil presnú plochu na ktorú daná sila pôsobí. $S_{min1} = 3480 \text{ mm}^2$. Pri vyhľadávaní som našiel ešte ďalšie kritické miesto. Jedná sa o plochu tesne nad otvorom pre piestny čap $S_{min2} = 3160 \text{ mm}^2$

Maximálna sila od tlaku plynu:

$$F_{pmax} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} \quad (6.1)$$
$$F_{pmax} = \frac{\pi \cdot 112^2}{4} \cdot 8,35 \cdot 10^6$$
$$F_{pmax} = 82243 \text{ N}$$

Kde: F_{pmax} ... maximálna sila od tlaku plynu (N)

p_{max} ... maximálna hodnota tlaku plynu (MPa)

D ... priemer valca (mm)

Maximálne napätie v tlaku pre S_{min1} :

$$\sigma_{tl1} = \frac{F_{pmax}}{S_{min1}} \quad (6.2)$$
$$\sigma_{tl1} = \frac{82243}{3480} = 23,63 \text{ MPa}$$

Maximálne napätie v tlaku pre S_{min2} :

$$\sigma_{tl2} = \frac{F_{pmax}}{S_{min2}} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{tl2} = \frac{82243}{3160} = 26,02 \text{ MPa}$$

Keďže hodnota maximálneho dovoleného napätia je nižšia ako doporučená hodnota 40 MPa, piest z tohto hľadiska vyhovuje.

Na konci výfukového zdvihu dochádza k namáhaniu kontrolovaných prierezov na ťah. Toto namáhanie je vyvolané zotrvačnými silami hmotnosti koruny piestu nad týmto prierezom.

Maximálna sila v ťahu od zotrvačných hmôt pre S_{min1} :

$$\begin{aligned} F_{sp1} &= m_{x1} \cdot r \cdot \omega^2 \\ F_{sp1} &= 0,293 \cdot 0,03095 \cdot 1256,6^2 \\ F_{sp1} &= 14\,320 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Kde: m_{x1} ... hmotnosť posuvných častí nad skúmaným prierezom (kg)

Maximálne napätie v ťahu pre S_{min1} :

$$\begin{aligned} \sigma_{ta1} &= \frac{F_{sp1}}{S_{min1}} \\ \sigma_{tl1} &= \frac{14\,320}{3480} = 4,11 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Maximálna sila v ťahu od zotrvačných hmôt pre S_{min2} :

$$\begin{aligned} F_{sp2} &= m_{x2} \cdot r \cdot \omega^2 \\ F_{sp2} &= 0,375 \cdot 0,03095 \cdot 1256,6^2 \\ F_{sp2} &= 18\,326 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.6)$$

Kde: m_{x2} ... hmotnosť posuvných častí nad skúmaným prierezom (kg)

Maximálne napätie v ťahu pre S_{min2} :

$$\begin{aligned} \sigma_{ta2} &= \frac{F_{sp2}}{S_{min2}} \\ \sigma_{tl2} &= \frac{18\,326}{3160} = 5,79 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.7)$$

Keďže hodnota maximálneho ťahového napätia neprekračuje limitných 10 MPa, piest z tohto hľadiska vyhovuje.

Ďalšie čo budem kontrolovať je merný tlak na plášť piestu, ktorý je vyvolaný normálovou silou, ktorou pôsobí piest na stenu valca. Jej veľkosť je daná konštrukciou kľukového mechanizmu. Maximálny tlak na plášť je dosahovaný tesne za hornou úvratou, pri pôsobení maximálneho tlaku plynu vo valci. Rozloženie síl v kľukovom mechanizme môžeme vidieť na obr. 5-8. Veľkosť uhlu, pri ktorom pôsobí vo valci maximálny tlak od tlaku plynov odčítame z indikátorového diagramu. V mojom prípade je uhol $\alpha = 15^\circ$.

Pre výpočet normálovej sily budeme ale potrebovať uhol β . Celková sila F_c v osi piestu je daná súčtom F_p a F_s , ktorých priebehy sú na obr. 5-10.

Uhol β sa vypočíta:

$$\begin{aligned}\sin\beta &= r \cdot \frac{\sin\alpha}{l} \\ \sin\beta &= 30,95 \cdot \frac{\sin 15}{110} \\ \beta &= 4,17^\circ\end{aligned}\tag{6.8}$$

Maximálna normálová sila:

$$\begin{aligned}F_N &= F_c \cdot \operatorname{tg}\beta \\ F_N &= 52\,151 \cdot \operatorname{tg} 4,17 \\ F_N &= 3807\text{ N}\end{aligned}\tag{6.9}$$

Merný tlak na plášť piestu:

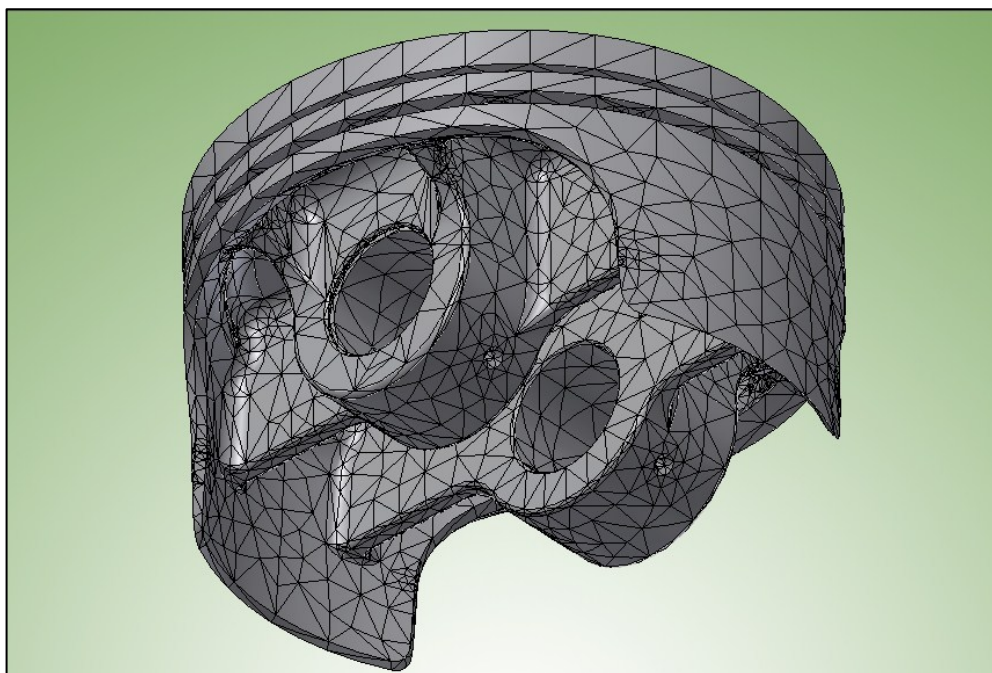
$$\begin{aligned}p_{pl} &= \frac{F_N}{S_{pld}} \\ p_{pl} &= \frac{3807}{3906} = 0,97\text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.10}$$

Kde: S_{pl} ... dotyková plocha plášťa piestu (mm^2)

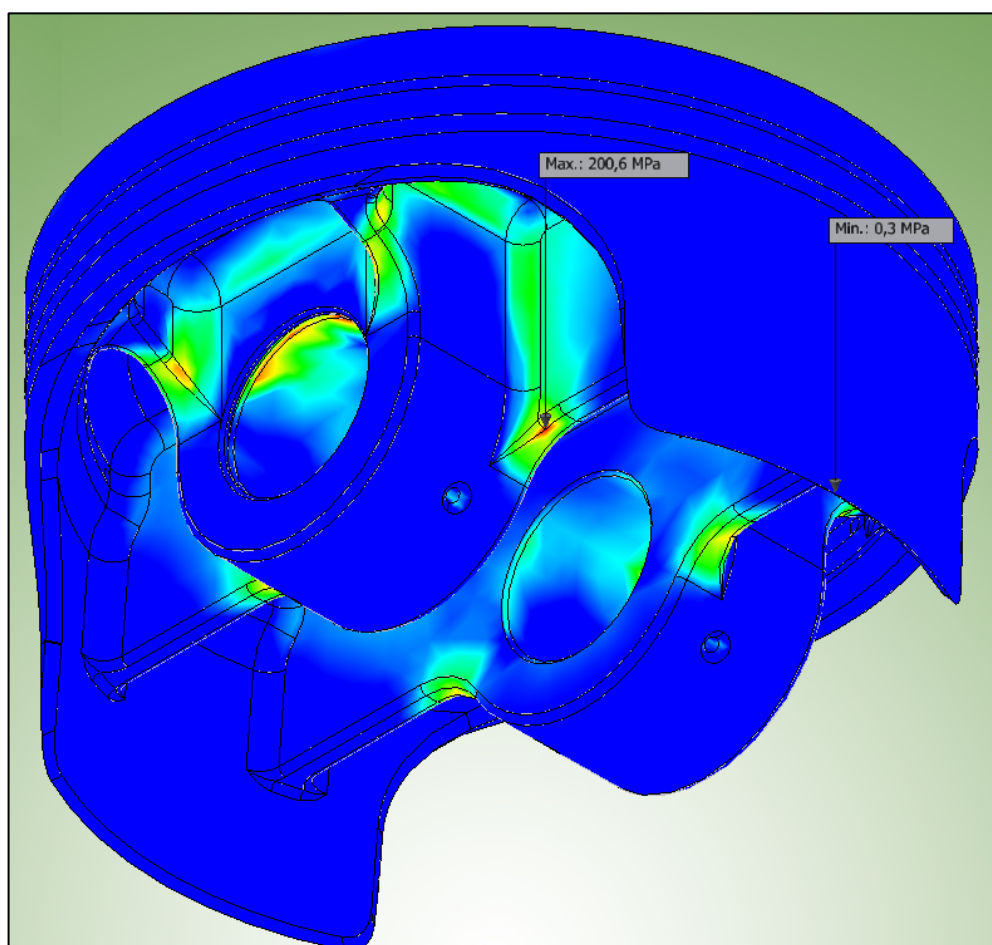
Merný tlak na plášť piestu nepresahuje doporučenú hodnotu 1,4 MPa, piest z tohto hľadiska vyhovuje.

Bezpečnosť piestu:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{cap}} = \frac{265}{200,6} = 1,32 \quad (-)\tag{6.11}$$



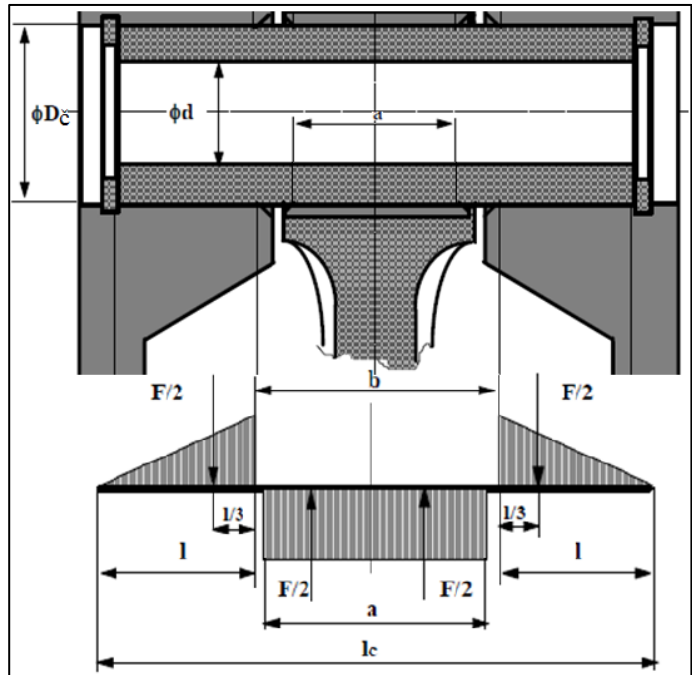
Obr. 6-1 Sieť konečných prvkov piestu [autor]



Obr. 6-2 Redukované napätie piestu [autor]

6.2 Piestny čap

Piestny čap je zaťažovaný silami od tlaku plynu za súčasného pôsobenia síl zotrvačných. Maximálna sila tlaku plynu pôsobí na piestny čap opäť pri natočení kľukového hriadeľa $\alpha = 15^\circ$ a jej veľkosť je zmenšená o zotrvačnú silu urýchľovanej piestnej skupiny. Na obr. 6-3 je uvedený model a jeho zaťaženie zodpovedá výsledkom experimentálnych meraní. Pre zjednodušenie nahradíme spojité zaťaženie osamelou silou pôsobiace v ťažisku daného útvaru a spravíme



Obr. 6-3 Rozmery piestneho čapu a náhradný prúťový model [9]

uvoľnenie v strede náhradného nosníka. Potom môžeme vyjadriť momentovú rovnicu:

$$M_o = \frac{F_{cp}}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{l_c - b}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F_{cp}}{2} \cdot \frac{a}{4} \quad (6.12)$$

Kde: F_{cp} ... celková sila v osi piestu (N)

l_c ... dĺžka piestneho čapu (mm)

b ... šírka oka ojnice (mm)

a ... vzdialenosť náliťkov pre piestny čap (mm)

Maximálna celková sila na piestny čap:

$$F_{cp} = F_{pmax} - F_{sps} \quad (6.13)$$

$$F_{cp} = 82\,243 - 35\,853$$

$$F_{cp} = 46\,390 \text{ N}$$

Maximálny ohybový moment:

$$M_o = \frac{46390}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{0,0645 - 0,0255}{2} + \frac{0,0255}{2} \right) - \frac{46390}{2} \cdot \frac{0,0235}{4} \quad (6.14)$$

$$M_o = 310,23 \text{ Nm}$$

Modul prierezu:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_{\xi}^4 - d^4)}{D_{\xi}} \quad (6.15)$$
$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(0,024^4 - 0,018^4)}{0,024} = 9,28 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Kde: D_{ξ} ...vonkajší priemer piestneho čapu (mm)

d ... vnútorný priemer piestneho čapu (mm)

Maximálne napätie v ohybe:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{310,23}{928 \cdot 10^{-7}} \quad (6.16)$$

$$\sigma_o = 334 \text{ MPa}$$

Bezpečnosť piestneho čapu:

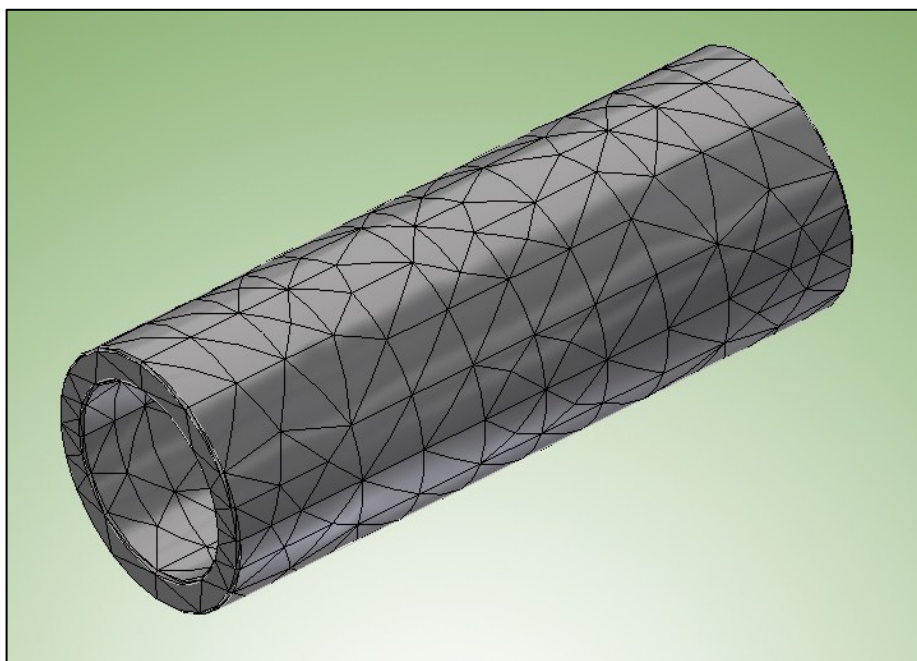
$$k = \frac{R_e}{\sigma_{cap}} = \frac{835}{390,1} = 2,14 \quad (-) \quad (6.17)$$

Kontrola stredného šmykového napätia:

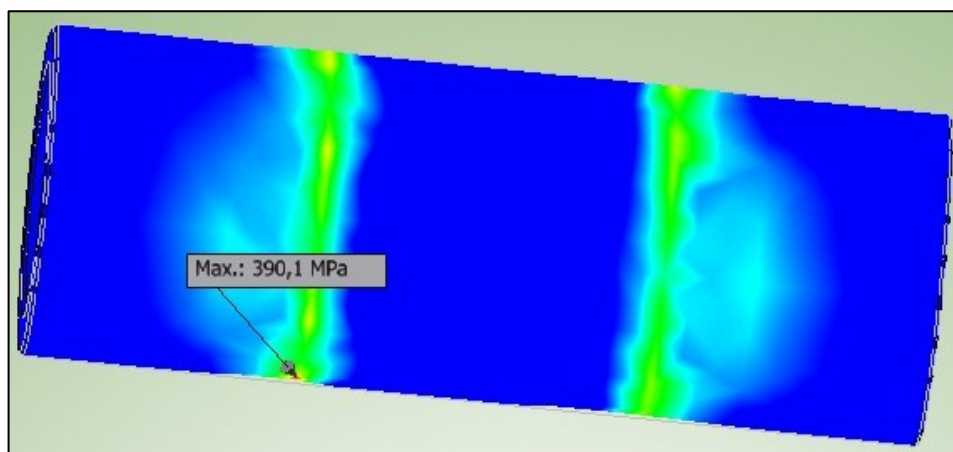
$$\tau = \frac{2 \cdot F_{cp}}{\pi \cdot (D_{\xi}^2 - d^2)} = \frac{2 \cdot 46390}{\pi \cdot (24^2 - 18^2)} \quad (6.18)$$

$$\tau = 142 \text{ MPa}$$

Hodnota stredného šmykového napätia neprekračuje doporučených 220 MPa. Piestny čap vyhovuje.



Obr. 6-4 Sieť konečných prvkov piestneho čapu [autor]



Obr. 6-5 Redukované napätie piestneho čapu [autor]

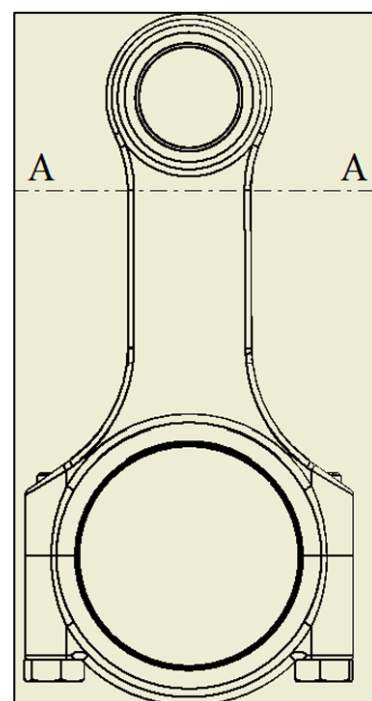
6.3 Ojnica

Ojnica je namáhaná tlakom spalín prenášaným do tela ojnice a zotrvačnou silou posuvných hmôt. Maximálny ťah je dosiahnutý pri pohybe piestu v HU medzi výfukovým a sacím zdvihom (360°). Maximálny tlak pôsobí pri expanzii, konkrétne pri natočení kľukového hriadeľa o $\alpha=15^\circ$. Pevnostnú kontrolu drieku ojnice spravím v minimálnom priereze ojnice vid' obr. 6-6. Minimálny prierez bol zistený experimentálne v programe Autodesk, rovnako ako hmotnosť ojnice nad prierezom.

Tlaková sila v ose ojnice:

$$F_{ctl} = F_{pmax} - F_{sp} \quad (6.19)$$

$$F_{ctl} = 82243 - 46065 = 36178 \text{ N}$$



Obr. 6-6 miesto kontroly prierezu [autor]

Koeficient v rovine kľukového ústrojenstva:

$$K_1 = R_e \cdot \frac{l^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I_x} \quad (6.20)$$

$$K_1 = 635 \cdot \frac{110^2}{\pi^2 \cdot 220000 \cdot 12642}$$

$$K_1 = 2,80 \cdot 10^{-4} \text{ (mm}^{-2}\text{)}$$

Kde: E ... modul pružnosti v ťahu (MPa)

I ... osový kvadratický moment (mm^4)

Koeficient v rovine kolmej k rovine kl'ukového ústrojenstva:

$$K_2 = R_e \cdot \frac{l^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I_y} \quad (6.21)$$

$$K_2 = 635 \cdot \frac{110^2}{\pi^2 \cdot 220000 \cdot 14402}$$

$$K_2 = 3,18 \cdot 10^{-4} \text{ (mm}^{-2}\text{)}$$

$$K = \max(K_1; K_2)$$

Hodnoty I_x a I_y boli zistené experimentálne z modelu v programe Autodesk.

Napätie ojnice v tlaku (A-A):

$$\sigma_{otl} = \frac{F_{ctl}}{S_o} + K \cdot F_{ctl} = \frac{36178}{258,28} + 36178 \cdot 3,18 \cdot 10^{-4} \quad (6.22)$$

$$\sigma_{otl} = 152 \text{ MPa}$$

Kde: S_o ... plocha prierezu (mm^2)

Napätie ojnice v ťahu (A-A):

$$\sigma_{ota} = \frac{F_{sp}}{S_o} + F_{ctl} \cdot K = \frac{46065}{258,28} + 46065 \cdot 3,18 \cdot 10^{-4} \quad (6.23)$$

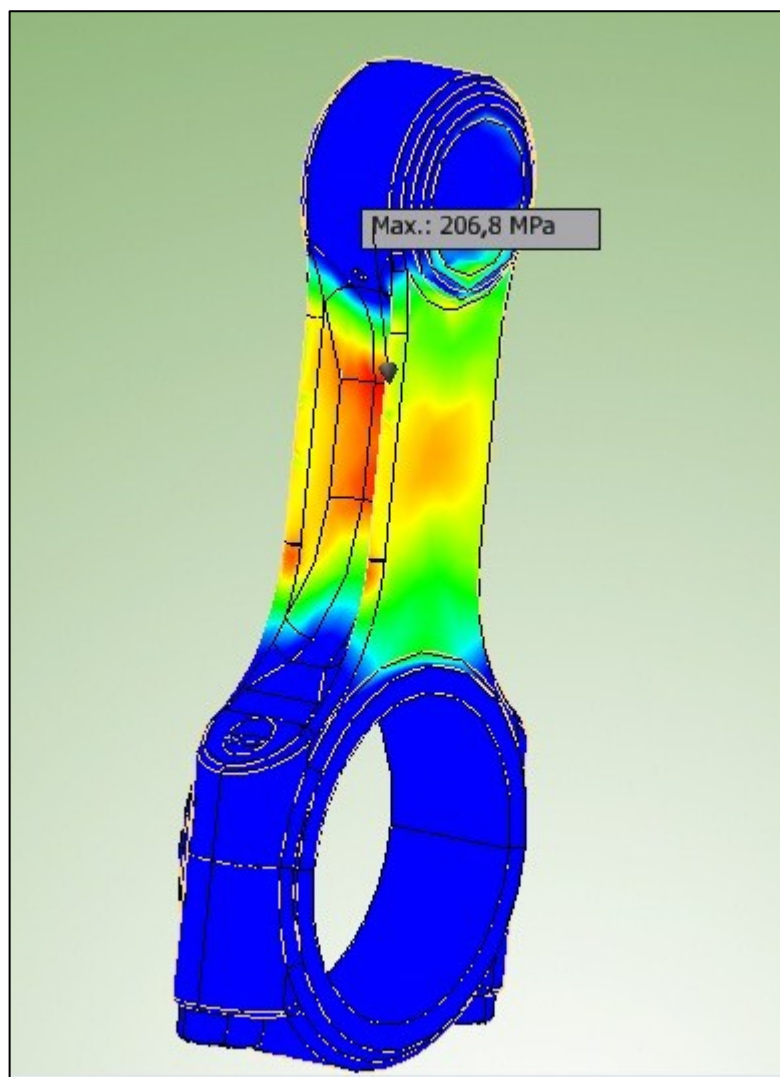
$$\sigma_{ota} = 193 \text{ MPa}$$

Bezpečnosť ojnice:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{ota}} = \frac{635}{206,8} = 3,07 \quad (6.24)$$



Obr. 6-7 Siet' konečných prvkov ojnice [autor]



Obr. 6-8 Redukované napätie ojnice [autor]

6.4 Kľukový hriadeľ

Na kľukový hriadeľ pôsobia sily od tlaku plynu v spaľovacom priestore prostredníctvom ojnice. Taktiež zotrvačné sily od pohybujúcich sa častí kľukového mechanizmu. Pôsobia naň aj ďalšie sily ako torzné momenty, ohybové kmitanie atď.. Pri zjednodušenom výpočte namáhania ojničného čapu budem brať v úvahu len namáhanie ohybom a krutom.

Ojničný čap

Maximálny ohybový moment:

$$M_{o1} = \frac{F_{p\max}}{2} \cdot a_1 \quad (6.25)$$

$$M_{o1} = \frac{82243}{2} \cdot 0,013 = 535 \text{ Nm}$$

Kde: a_1 ... vzdialenosť od stredu ložiska k bočnej stene kľuky [m]

Modul prierezu:

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_o^4 - d_o^4)}{D_o} \quad (6.26)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(0,053^4 - 0,015^4)}{0,053} = 1,45 \cdot 10^{-5} \text{m}^3$$

Kde: D_o ... vonkajší priemer ojničného čapu(mm)

d_o ... vnútorný priemer ojničného čapu (mm)

Maximálne napätie v ohybe:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{535}{1,45 \cdot 10^{-5}} \quad (6.27)$$

$$\sigma_{o1} = 36,85 \text{ MPa}$$

Aby sa zohľadnil vplyv vrubového účinku na koncentráciu napätí, používa sa vrubový koeficient. Koeficient má pre čap tvoriaci so zotrvačníkom jeden celok hodnotu $a=4$. Skutočné napätie v ohybe sa potom vypočíta ako:

$$\sigma_{osk1} = \sigma_{o1} \cdot a \quad (6.28)$$
$$\sigma_{osk1} = 36,85 \cdot 4 = 147 \text{ MPa}$$

Maximálny krútiaci moment:

$$M_{k1} = \frac{F_{\max}}{2} \cdot r \quad (6.29)$$
$$M_{k1} = \frac{82243}{2} \cdot 0,03095 = 1272 \text{ Nm}$$

Kde: r ... rameno kľukového hriadeľa [m]

Modul prierezu:

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D_o^4 - d_o^4)}{D_o} \quad (6.30)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(0,053^4 - 0,015^4)}{0,053} = 2,9 \cdot 10^{-5} \text{m}^3$$

Maximálne napätie v krute:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{1272}{2,9 \cdot 10^{-5}} \quad (6.31)$$

$$\tau_{k1} = 43 \text{ MPa}$$

Redukované napätie je vypočítané podľa hypotézy HMM:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{osk}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (6.32)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{147^2 + 3 \cdot 43^2}$$

$$\sigma_{red1} = 165 \text{ MPa}$$

Bezpečnosť:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{ored1}} = \frac{590}{165} = 3,57 \quad (6.33)$$

Hlavný čap

Rozmery hlavných čapov sú rovnaké, a preto stačí vykonať kontrolu len pre čap, ktorý bude prenášať krútiaci moment motora. Maximálna hodnota krútiaceho momentu je volená s ohľadom na nerovnomernosť chodu motora a spravidla sa volí ako dvojnásobok maximálneho momentu. Maximálny krútiaci moment som zistil z modelu motora v programe Ricardo.

Maximálny ohybový moment:

$$M_{o2} = \frac{F_{max}}{2} \cdot a_2 \quad (6.34)$$

$$M_{o2} = \frac{82243}{2} \cdot 0,013 = 535 \text{ Nm}$$

Kde: a_2 ... vzdialenosť od stredu ložiska k bočnej stene kľuky [m]

Modul prierezu:

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot D_h^3}{32} \quad (6.35)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Kde: D_h ... vonkajší priemer hlavného čapu(mm)

Maximálne napätie v ohybe:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{535}{2,12 \cdot 10^{-5}} \quad (6.36)$$
$$\sigma_{o2} = 25,23 \text{ MPa}$$

Aby sa zohľadnil vplyv vrubového účinku na koncentráciu napätí, používa sa vrubový koeficient. Koeficient má pre čap tvoriaci so zotrvačníkom jeden celok hodnotu $a=4$. Skutočné napätie v ohybe sa potom vypočíta ako:

$$\sigma_{osk2} = \sigma_{o2} \cdot a \quad (6.37)$$
$$\sigma_{osk2} = 25,23 \cdot 4 = 101 \text{ MPa}$$

Maximálny krútiaci moment:

$$M_{k2} = 2 \cdot M_m \quad (6.38)$$
$$M_{k2} = 2 \cdot 67,3 = 134,6 \text{ Nm}$$

Modul prierezu:

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot D_h^3}{16} \quad (6.39)$$
$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{16} = 4,24 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Maximálne napätie v krute:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{134,6}{4,24 \cdot 10^{-5}} \quad (6.40)$$

$$\tau_{k2} = 3,2 \text{ MPa}$$

Zohľadnenie tvarového súčiniteľa má hodnotu $b=3$, potom je skutočné napätie :

$$\tau_{k2} \cdot 3 = 3,2 \cdot 3 = 9,6 \text{ MPa} \quad (6.41)$$

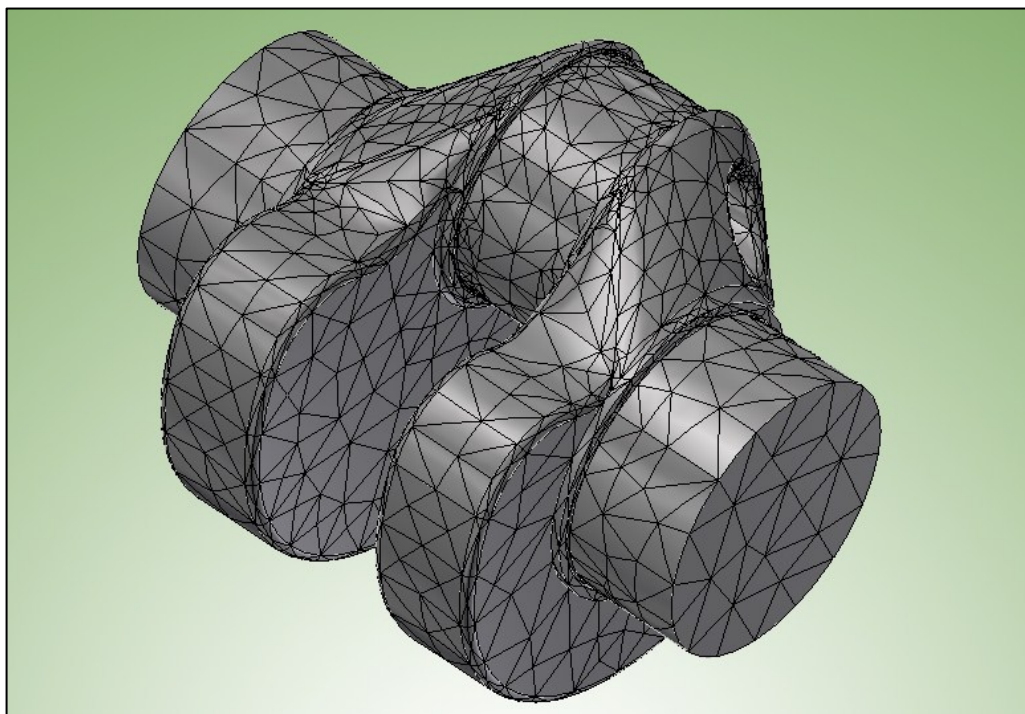
Redukované napätie je vypočítané podľa hypotézy HMM:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{osk}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (6.42)$$
$$\sigma_{red2} = \sqrt{101^2 + 3 \cdot 9,6^2}$$

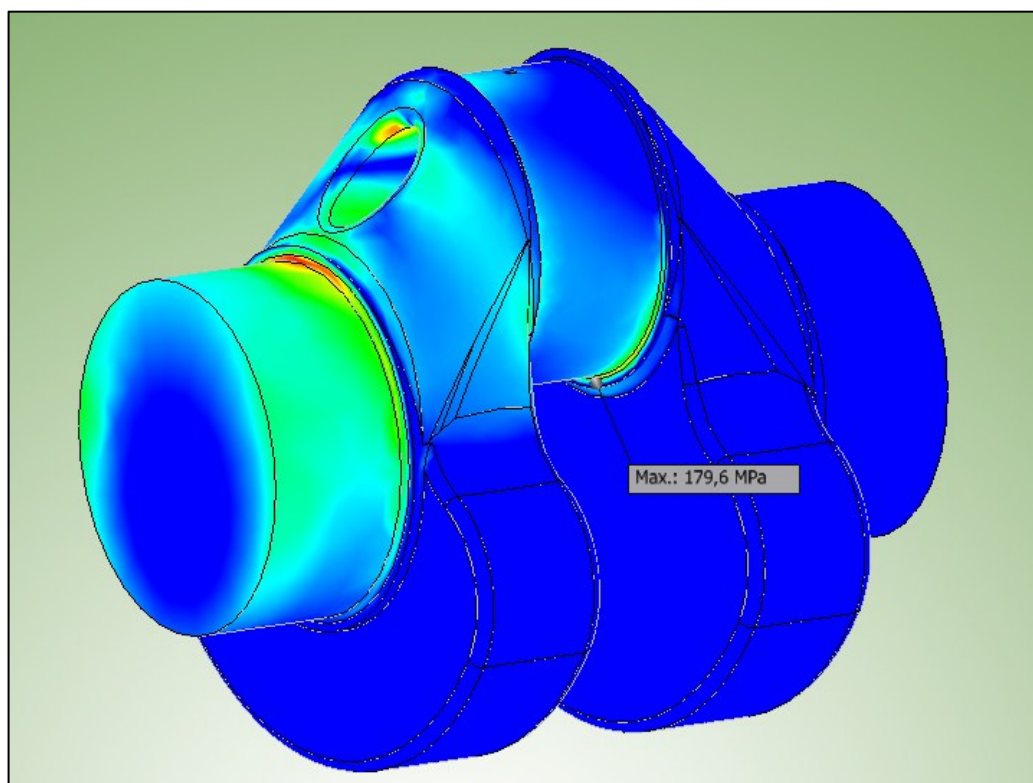
$$\sigma_{red2} = 103 \text{ MPa}$$

Bezpečnosť kľukového hriadeľa:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{kh}} = \frac{590}{179} = 3,29 \quad (6.43)$$



Obr. 6-9 Sieť konečných prvkov kľukového hriadeľa [autor]



Obr. 6-10 Redukované napätie kľukového hriadeľa [autor]

7 Zhodnotenie a odporúčenie

Pomocou simulačného softvéru Ricardo som namodeloval spaľovací motor, ktorý vyhovuje špecifikáciám súťaže formula SAE. Maximálny výkon tohto motora je 64,7 kW pri 11000 min⁻¹ a maximálny krútiaci moment 60,7 Nm pri 9000 min⁻¹. Pribeh výkonu a krútiaceho momentu je na obr. 3-17 a grafické znázornenie modelu motora je na obr. 3-16. Aby som však zachoval potenciál pre ladenie výkonu pomocou zmeny geometrie sacieho a výfukového traktu, v ďalšom priebehu práce som počítal s hodnotou maximálneho výkonu motora 69,4 kW pri 11000 min⁻¹ a maximálnym krútiacim momentom 67,3 Nm pri 9000 min⁻¹. Tieto hodnoty dosahuje model motora bez pridaného restriktora, ktorý je nutné použiť pre danú súťaž. Pridanie restriktora ovplyvňuje prúdenie a hmotnostný tok vzduchu do motora. Jeho účinok sa dá čiastočne eliminovať vhodnou geometriou sacieho traktu, ktorá ale nebola prioritou mojej práce.

Výstupné dáta získané simuláciou motora slúžili ako podklad k ďalšej časti práce, v ktorej som sa zaoberal konštrukčným návrhom jednotlivých častí motora. Pre každú konštrukčnú časť som uviedol najpoužívannejšie varianty a dôvod prečo som zvolil danú variantu. Snažil som sa aj uviesť vhodný materiál pre danú časť s ohľadom na pevnosť, ale aj cenu a dostupnosť. Po voľbe a náčrte hrubých konštrukčných riešení nasledovala tvorba konkrétnych modelov v softvéri Autodesk Inventor. Grafické vyobrazenie každej časti je uvedené v priebehu práce a konečná podoba celého motora je na obr. 4-17. Výsledná hmotnosť samotného motora (bez prevodovky a spojky) neprekročila hodnotu 19 kg. Ak vezmem do úvahy hmotnosť kompletného motora Husaberg FE 570, ktorého hmotnosť je 33kg, myslím, že som dosiahol hodnotu, ktorá je porovnateľná so špičkovými produktmi.

V ďalšom priebehu práce som overoval pevnosť komponentov zvoleného celku, ktorým bol kľukový mechanizmus, pre ktorý som najskôr spočítal kinematiku a dynamiku. Zjednodušené pevnostné analytické výpočty som doplnil kontrolou metódy konečných prvkov v nadstavbe programu Autodesk Inventor. Hodnoty analytické sú porovnateľné s hodnotami MKP a bezpečnosť komponentov je s ohľadom na použitie dostatočná. V niektorých prípadoch je možná ešte ďalšia optimalizácia, avšak vzhľadom k zvýšeniu životnosti som ponechal väčšiu rezervu. Pre kľukový hriadeľ bolo nutné taktiež spočítať a navrhnuť riešenie vyvažovania rotujúcich hmôt.

Navrhnutý motor plne vyhovuje zadaným požiadavkám. Výroba jednotlivých dielov z hľadiska kusovej výroby je ale finančne náročná a v projekte formula SAE sa

hodnotí aj cena. Najlepším riešením by bolo preto použitie sériového motora a ten patrične upraviť. V danej objemovej kategórii sa ale výkonné jednovalce nevyrábajú, a preto sa používajú motory s nižším zdvihovým objemom ako už spomínaný motor Husaberg. Ďalším riešením je využitie čo najväčšieho množstva sériových komponentov. V mojej práci som navrhoval nový motor a myslel som pri tom aj na využitie sériových komponentov, ktoré je možné použiť buď priamo, alebo len s malými úpravami modelu.

Ako navrhnutý motor ukázal, dané riešenie má z hľadiska výkonu a hmotnosti veľký potenciál pre ďalší vývoj a výskum.

8 Záver

Cieľom mojej práce bolo pomocou simulačných nástrojov navrhnuť koncepčné usporiadanie jednovalcového pretekárskeho motora pre vozidlo formula SAE o zdvihovom objeme 610 cm^3 . Taktiež zoznámiť sa s problematikou navrhovania a konštrukcie jednotlivých častí spaľovacieho motora a u vybraného celku spraviť pevnostný výpočet.

Počiatkový model vychádzal z motora Husaberg, ktorý dnes používajú mnohé pretekárske tímy. Počiatkový model som upravil a následne vyladil, čím som dosiahol zvýšenie výkonu o 64% a zvýšenie krútiaceho momentu o 17% v porovnaní so sériovým motorom.. Porovnanie priebehu výkonu je znázornené na obr. 3-20 a porovnanie priebehu krútiaceho momentu je znázornené na obr. 3-21. Pre navrhnuté parametre som zostavil konštrukčné usporiadanie jednotlivých častí motora a pre kľukový mechanizmus som spravil pevnostnú kontrolu. Dokončením tohto bodu som splnil všetky body zadania tejto diplomovej práce.

Prehľad použitej literatúry

- [1] HROMÁDKO, J. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony*, Grada publishing, Praha: 2012, ISBN 978-80-247-4455-1, 158s.
- [2] HROMÁDKO, JÁN; HROMÁDKO, Jiří; HONIG, V; MILER, P. *Spalovací motory*, Grada Publishing, Praha: 2011, ISBN 978-80-247-3475-0, 296s.
- [3] FERENC, B. *Spalovací motory - 3. vydání*, Computer Press, Brno: 2009, ISBN 978-80-251-2545-8, 388s.
- [4] VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*, Brno: 2003, ISBN 80-238-8756-4, 580s.
- [5] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motoru 1*, SNTL - Praha: 1978, 367s.
- [6] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motoru 2*, SNTL - Praha: 1983, 483s.
- [7] KYSELKA, L; TOMČALA, J. *Spalovací motory 1*, VŠB - Ostrava: 2003, ISBN 80-248-0435-2, 97s.
- [8] KYSELKA, L; TOMČALA, J. *Spalovací motory 2*, VŠB - Ostrava: 2004, ISBN 80-248-0628-2, 70s.
- [9] DRESLER, P. *Model spalovacího motoru a jeho experimentální ověření*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB - Fakulta strojní, 2011, 100s.
- [10] ADÁMEK, L. *Zvýšení pružnosti zážehového jednoválcového motoru formule student*: Diplomová práce. Brno: VUT - Fakulta strojního inženýrství, 2011, 104s.

Použité internetové zdroje

- [11] <http://www.1199panigale.ducati.com>
- [12] http://www.materialing.com/materialy_motorov_castl
- [13] <http://motoride.sk>
- [14] <http://www.free-ed.net/free-ed/MechTech/Automotive/default.asp>

Zoznam príloh na CD

- [1] Text Diplomovej Práce ... FERIANC_VLADIMIR_TEXT_DP.pdf
- [2] Údaje o motore Husaberg FE 570 ... FE 570.pdf
- [3] Model motora v programe Autodesk Inventor ... 3D model.rar
- [4] Pravidlá SAE 2015 ... formula.pdf
- [5] Simulačné modely Ricardo ... simulacia.rar
- [6] Obrázky vymodelovaného motora ... obr.rar

Pod'akovanie

Pod'akovanie patrí predovšetkým mojim rodičom, ktorí mi poskytli zázemie a podporu pri štúdiu na vysokej škole.

Pod'akovanie patrí aj Ing. Pavlovi Dreslerovi za vedenie pri tvorbe diplomovej práce, za ochotu a cenné pripomienky pri jej vypracovaní.

Príloha [6]

